

工學博士 學位論文

船舶用 可變피치프로펠러 시스템  
構造設計에 관한 研究

*A Study on the Structural Design of a Marine  
Controllable Pitch Propeller System*

指導教授 金 正 烈

2007 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

金 基 寅

工學博士 學位論文

船舶用 可變피치프로펠러 시스템  
構造設計에 관한 研究

*A Study on the Structural Design of a Marine  
Controllable Pitch Propeller System*

指導教授 金 正 烈

2007 年 2 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

金 基 寅

本 論文을 金 基寅의 工學博士 學位論文으로 認准함.

委員長 工學博士 全 孝 重 (印)

委 員 工學博士 崔 在 星 (印)

委 員 工學博士 朴 命 圭 (印)

委 員 工學博士 金 晚 應 (印)

委 員 工學博士 金 正 烈 (印)

2006 年 12 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

金 基 寅

# 목 차

<i>List of Tables</i> .....	v
<i>List of Figures</i> .....	vi
<i>Abstract</i> .....	xv ii
 제 1 장 서 론 .....	 1
1.1 연구 배경 .....	1
1.1.1 가변피치 프로펠러의 특성 .....	1
1.1.2 가변피치 프로펠러의 역사적 유래 .....	2
1.1.3 가변피치 프로펠러의 현황 .....	2
1.1.4 가변피치 프로펠러의 전망 .....	3
1.2 연구 목적 .....	6
1.3 연구 방법 .....	6
1.4 논문의 구성내용 .....	7
 제 2 장 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리의 구조설계 .....	 9
2.1 일반개요 .....	9
2.2 허브 어셈블리 설계를 위한 일반적 정의 .....	10
2.3 블레이드와 베어링에 미치는 힘과 모멘트의 계산 .....	12
2.4 블레이드 볼트의 설계 및 해석 .....	40
2.4.1 블레이드 볼트의 특성 .....	40
2.4.2 최대부하 시 블레이드 볼트의 구조응답 .....	42

2.4.3 블레이드 볼트와 크랭크 핀 응력에 대한 검토 .....	44
2.4.4 블레이드 볼트의 나사산 전단에 대한 검토 .....	48
2.4.5 블레이드 볼트의 부하분포 .....	50
2.5 베어링 링의 응력 검토 .....	54
2.5.1 탄성이론과 베어링 링의 구조 .....	54
2.5.2 컬러 베어링의 구조해석 .....	62
2.6 허브 콘의 설계 및 해석 .....	72
2.6.1 허브 콘의 일반적 특성 .....	72
2.6.2 내부 압력에 의한 허브 콘 실린더에 미치는 응력 .....	75
2.7 콘 엔드 플레이트(Cone End Plate)의 구조해석 .....	83
2.7.1 콘 엔드 플레이트의 구조 및 특성 .....	83
2.7.2 콘 엔드 플레이트의 구조해석 .....	86
2.8 허브 바디 내에서 작동하는 구성부품에 대한 구조해석 .....	91
2.8.1 내부 압력에 따라 피스톤에 미치는 응력 .....	91
2.8.2 슬라이딩 블록 및 크랭크 핀의 굽힘과 전단응력의 계산 .....	102
2.8.3 크로스 헤드 립과 피스톤 로드와 피스톤 로드의 응력 계산 .....	104
2.9 허브 어셈블리 구조설계 요약 .....	110
<b>제 3 장 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리의 모드변형 특성 .....</b>	<b>112</b>
3.1 허브 어셈블리의 기하학적 특성 및 역할 .....	112
3.2 허브 바디 .....	113
3.3 크로스 헤드 상의 피스톤 .....	117
3.4 슈와 크랭크 핀의 상호작용 .....	125

3.5 허브 어셈블리의 특성분석 결과 및 개선방향 .....	133
3.5.1 허브 어셈블리의 모드변형 특성분석 결과 .....	133
3.5.2 허브 어셈블리 구성부품의 개선방향 .....	134
3.6 크로스 헤드 립과 슬라이딩 슈(shoe)의 설계개선 .....	135
3.6.1 일반개요 .....	135
3.6.2 등가응력의 분석 .....	137
3.6.3 접촉압력의 분석 .....	137
3.6.4 크랭크 핀 부하상태에서 슈 하부 모서리의 변위분석 .....	138
3.6.5 크로스 헤드 립과 슬라이딩 슈의 개선효과 .....	141
<b>제 4 장 유압 분배기의 설계 .....</b>	<b>143</b>
4.1 유압분배기의 일반적 특성 .....	143
4.1.1 유압분배기의 유형과 설계목표 .....	143
4.1.2 유압분배기의 구성과 작동 .....	143
4.1.3 유압분배기의 기능적 특성 .....	145
4.2 유압분배기의 베어링 설계 .....	146
4.2.1 유압분배기의 요구사양 .....	146
4.2.2 유압분배기 베어링의 구조해석 .....	150
4.3 유압분배기 오일공급 구조 설계 .....	165
4.3.1 유압분배기 유압관의 구성 .....	165
4.3.2 유압분배기 유압관의 구조해석 .....	168
4.4 유압분배기 베어링 소재에 관한 고찰 .....	173
4.4.1 유압분배기 베어링 소재의 특성과 정의 .....	173
4.4.2 유압분배기 베어링의 일반적 특성분석 .....	173
4.4.3 유압분배기 베어링의 분석결과 .....	175

4.5 유압분배기의 설계 및 구조해석 결과 .....	178
4.5.1 유압분배기의 설계적용 .....	178
4.5.2 유압분배기의 구조해석 결과 .....	180
<b>제 5 장 결 론</b> .....	182
5.1 가변피치 프로펠러 추진축계 시스템의 설계(부록B 참조) .....	182
5.2 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리의 구조설계 .....	182
5.3 유압분배기 조립체의 구조설계 .....	184
<b>참고문헌</b> .....	186
<b>부록(Appendix)</b> .....	191
A. 3000톤급선박 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리의 설계사양 .....	191
B. 선박용 가변피치 프로펠러 추진축 시스템 설계 .....	197
B.1 일반적 요구사항 .....	197
B.2 추진축계 응력 .....	206
B.3 기타 축계 구성품의 응력 .....	221
B.4 유압 조임식 커플링 설계 .....	227
B.5 가변 추진기용 추진축계 시스템 설계 .....	233

## *List of Tables*

<i>Table 1.1 Domestic demand for CPP, Thruster &amp; Industrial purpose .....</i>	<i>5</i>
<i>Table 1.2 International demand for CPP, Thruster &amp; Industrial purpose .....</i>	<i>5</i>
<i>Table 2.1 Coordinates of mass center of blade relative to hub center .....</i>	<i>17</i>

## *Appendix B*

<i>Table B.1 Mechanical properties of shafting and sleeve materials ..</i>	<i>198</i>
<i>Table B.2 Supersession shafting materials(MIL-S-23284A(SH)) .....</i>	<i>199</i>
<i>Table B.3 Chemical composition(MIL-S-23284A(SH)) .....</i>	<i>199</i>
<i>Table B.4 Mechanical properties for shafting materials (MIL-S-23284A(SH)) .....</i>	<i>200</i>
<i>Table B.5 Bending moments for surface ships and submarines .....</i>	<i>205</i>
<i>Table B.6 Factors of safety for propulsion shafting .....</i>	<i>205</i>
<i>Table B.7 Allowable maximum stress for sleeve material .....</i>	<i>221</i>
<i>Table B.8 Allowable compressive stress for key materials .....</i>	<i>224</i>
<i>Table B.9 Allowable shearing stress for key materials .....</i>	<i>225</i>
<i>Table B.10 Number of bolts based on shaft diameter .....</i>	<i>241</i>



## *List of Figures*

<i>Fig. 2.1 Co-relations between pitch ratio and angle of the blade</i> .....	12
<i>Fig. 2.2 Geometrical dimensions of hub cross section and crank ring plane</i> .....	13
<i>Fig. 2.3 Diagram for coefficient of hydrodynamic spindle torque for pitch angle[solid line for <math>J=1.0</math>, dotted line <math>J=0.6</math>]</i> .....	14
<i>Fig. 2.4 Dependency of centrifugal spindle coefficient from pitch angle of the blade No. 0.7R</i> .....	16
<i>Fig. 2.5 Values of the centrifugal spindle torque on different rpm and pitch angle</i> .....	17
<i>Fig. 2.6 Scheme of the forces application; (a) <math>xy</math> plane, axis <math>z</math> is directed to us (b) <math>zy</math> plane, axis <math>x</math> is directed from us</i> .....	19
<i>Fig. 2.7 Diagram of pressure variation due to tipping moments <math>p_{mahd}</math> and <math>p_{mast}</math> on the collar bearing in dependent on diameter of the crank pin ring <math>D_{CR}</math></i> .....	22
<i>Fig. 2.8 Diagram of summarized pressure variation <math>p_{sahd}</math> and <math>p_{sast}</math> on the collar bearing in dependent on diameter of the crank pin ring <math>D_{CR}</math></i> .....	22
<i>Fig. 2.9 Diagram of pressure variation <math>p_{mahd}</math> and <math>p_{mast}</math> on the collar bearing circumference</i> .....	23
<i>Fig. 2.10 Diagram of summarized pressure(including pressure of centrifugal forces) variation <math>p_{sahd}</math> and <math>p_{sast}</math> on the collar bearing circumference</i> .....	24

<i>Fig. 2.11 Diagram of pressure variation <math>p_{mahd}</math> and <math>p_{mast}</math> on the collar bearing circumference compare to centrifugal force pressure .....</i>	<i>25</i>
<i>Fig. 2.12 Diagram of summarized pressure variation <math>p_{sahd}</math> and <math>p_{sast}</math> on the collar bearing circumference .....</i>	<i>25</i>
<i>Fig. 2.13 (a) Pressure distribution from tipping moment (b) Pressure distribution from centrifugal force (c) Pressure distribution from tipping moment and centrifugal force on the bearing middle diameter (d) Summarized pressure distribution from tipping moment and centrifugal force on the bearing middle diameter .....</i>	<i>26</i>
<i>Fig. 2.14 Diagram of pressure variation <math>p_{mahd}</math> and <math>p_{mast}</math> on collar bearing circumference dependent on crank pin ring diameter <math>D_{CR}</math> .....</i>	<i>29</i>
<i>Fig. 2.15 Diagram of pressure variation <math>p_{mahd}</math> and <math>p_{mast}</math> on collar bearing circumference dependent on distance <math>L = l_{CP} - l_{CR}</math> .....</i>	<i>30</i>
<i>Fig. 2.16 Location of the total maximum summarized radial forces on the bearing ring in the ahead mode .....</i>	<i>34</i>
<i>Fig. 2.17 Location of the total maximum summarized radial forces on the bearing ring in the astern turning mode .....</i>	<i>35</i>
<i>Fig. 2.18 Crank pin position fixed by angle <math>\theta_{CR}</math> .....</i>	<i>36</i>
<i>Fig. 2.19 Response of torques to pitch blade according to equations (2.37) and (2.38) in dependency of angle <math>\theta_{CR}</math> variation .....</i>	<i>37</i>
<i>Fig. 2.20 Comparative dependency torque to pitch of the blade from area moment of inertia of the bearing contact surface .....</i>	<i>37</i>

<i>Fig. 2.20a Ahead crank pin force <math>A_{CRahd}</math> astern crank pin force <math>A_{CRast}</math> dependent on angle crank position <math>\theta_{CR}</math> without power and rpm variations</i>	39
<i>Fig. 2.21 Location of the blade bolts for the connection between blade flange and crank ring</i>	41
<i>Fig. 2.22 Main design parameter of the crank ring</i>	45
<i>Fig. 2.23 Stress concentration factor dependent on bolt undercut radius</i>	46
<i>Fig. 2.24 Main bolt dimensions</i>	49
<i>Fig. 2.25 Thread geometry performances</i>	50
<i>Fig. 2.26 Part of the flange map including bolts positions</i>	51
<i>Fig. 2.27 Plate coordinates, deflection, curvatures and twist for bearing</i>	57
<i>Fig. 2.28 Forces and moments on the structure of the collar bearing</i>	58
<i>Fig. 2.29 Main dimensions of the bearing</i>	62
<i>Fig. 2.30 Sector of the radial force application and bearing lip thickness</i>	64
<i>Fig. 2.31 Bearing stresses on the bearing ring inner surface due to the lateral crank ring force dependent on variation of the lip thickness near designing range</i>	65
<i>Fig. 2.32 Displacement due to bending dependent on variation of the lip thickness near designing range is in the range of designing diameter <math>Do = 0.5m</math> to <math>Do = 0.54m</math> on different lip thickness</i>	66

<i>Fig. 2.33 Angular displacement <math>\gamma</math> dependent on thickness and range of outer radius .....</i>	<i>67</i>
<i>Fig. 2.34 Total displacement of shear displacement plus displacement due to bending moment on the bearing lip thickness .....</i>	<i>68</i>
<i>Fig. 2.35 Summarized shear displacement and displacement due to bending dependent on circumference angle position on full power ahead without and with turning blade to astern .....</i>	<i>70</i>
<i>Fig. 2.36 For condition of full power ahead, the summarized displacement dependent on circumference angle at a position according to equation(2.97) for selected lip thickness .....</i>	<i>71</i>
<i>Fig. 2.37 For condition of full power ahead with turning blade astern, the summarized displacement dependent on circumference angle at a position according to equation(2.98) for selected lip thickness .....</i>	<i>72</i>
<i>Fig. 2.38 Longitudinal section of the hub cone .....</i>	<i>73</i>
<i>Fig. 2.39 Fragment of the longitudinal section in conjunctions .....</i>	<i>81</i>
<i>Fig. 2.40 Outer view of hub body, piston and crosshead assembling .....</i>	<i>84</i>
<i>Fig. 2.41 Outer view of the piston and crosshead assembling .....</i>	<i>84</i>
<i>Fig. 2.42 Longitudinal section of the hub with end plate and piston chamfer .....</i>	<i>86</i>
<i>Fig. 2.43 Plate coordinates, deflection, curvatures and twist for end plate .....</i>	<i>87</i>
<i>Fig. 2.44 Bending stress dependent on thickness and end plate bearing hole radius .....</i>	<i>89</i>
<i>Fig. 2.45 Relative bending stress dependent on thickness and end plate bearing hole radius .....</i>	<i>89</i>

<i>Fig. 2.46 Scheme of longitudinal section of the hub .....</i>	<i>90</i>
<i>Fig. 2.47 Longitudinal section of the piston .....</i>	<i>92</i>
<i>Fig. 2.48 Thickness of piston for different radius dependent on average cone angle .....</i>	<i>93</i>
<i>Fig. 2.49 Cylindrical stiffness of the piston for different radius dependent on three different average cone angle .....</i>	<i>94</i>
<i>Fig. 2.50 Angular rotation of the piston at radius <math>b</math> .....</i>	<i>97</i>
<i>Fig. 2.51 Axial displacement of the piston at <math>a</math> radius .....</i>	<i>98</i>
<i>Fig. 2.52 Angular displacement at <math>i</math> radiuses under different pressure .....</i>	<i>99</i>
<i>Fig. 2.53 Von-Mises stress on different radius for three fixed pressure loads(6.5, 5.5, 4.5 MPa ) .....</i>	<i>100</i>
<i>Fig. 2.54 Von-Mises stress for different average piston cone angle under fixed pressure load(5.5 MPa ) in accordance with piston cone radius .....</i>	<i>101</i>
<i>Fig. 2.55 Diagram of safety factor .....</i>	<i>101</i>
<i>Fig. 2.56 Cross section of sliding block and crank pin .....</i>	<i>102</i>
<i>Fig. 2.57 Crosshead Lip .....</i>	<i>105</i>
<i>Fig. 2.58 Scheme of longitudinal section for the crosshead and piston .....</i>	<i>105</i>
<i>Fig. 2.59 Cross section of the crosshead .....</i>	<i>106</i>
<i>Fig. 2.60 Stress concentration factor in accordance with Peterson's .....</i>	<i>107</i>
<i>Fig. 2.61 Dependency of the bending moment from distance</i>	

from end plate bearing and cross head face .....	108
Fig. 2.62 Dependency of the stresses from distance from end plate bearing and cross head face .....	109
Fig. 3.1 Part of the finite element for analyzing CPP assembly .....	112
Fig. 3.2 Contact pressure on the hub collar bearing .....	114
Fig. 3.3 Equivalent stress of the hub under blade loads in conditions full ahead .....	115
Fig. 3.4 Equivalent total deformation of the hub under blade loads in conditions full ahead .....	116
Fig. 3.5 Finite element model of the cross head with piston with separated crank pin ring .....	118
Fig. 3.6 Equivalent stress of cross head in conditions of full ahead .....	118
Fig. 3.7 Equivalent stress and $y$ displacements of the piston on the cross head rod setting .....	119
Fig. 3.8 Equivalent stresses of the piston on the cross head rod setting .....	120
Fig. 3.9 $y$ displacements of the piston on the cross head rod setting .....	120
Fig. 3.10 $y$ strain of the piston on the cross head setting .....	121
Fig. 3.11 Displacements of the points on the cross head setting place for piston .....	122
Fig. 3.12 Strains on $xy$ plane of the points on the cross head setting place for piston .....	123

<i>Fig. 3.13 Displacements of the points on the cross head bearing</i> .....	124
<i>Fig. 3.14 Strains on <math>xy</math> plane of the cross head bearing</i> .....	125
<i>Fig. 3.15 Components of the displacements of the cross head and shoes with pins in full ahead conditions</i> .....	126
<i>Fig. 3.16 Displacements of the points on the shoe outer edge <math>y</math> direction of the shoe length</i> .....	128
<i>Fig. 3.17 Strains of the points on the shoe outer edge <math>y</math> direction of the shoe length</i> .....	128
<i>Fig. 3.18 Components of the displacements of the points on the upper shoe edge under pin loads</i> .....	129
<i>Fig. 3.19 Components of the strain in the points on the upper shoe edge under pin loads</i> .....	129
<i>Fig. 3.20 Equivalent stress along the upper shoe near contact with pin</i> .....	130
<i>Fig. 3.21 Equivalent stress of the crank pin ring on the cross head side</i> .....	132
<i>Fig. 3.22 Deformed shape of the stressed crank pin ring</i> .....	132
<i>Fig. 3.23 Improvement of sliding shoe from origin(a) to modified(b)</i> .....	136
<i>Fig. 3.24 Equivalent stress along boundary on the lip (pos. 1 in Fig.3.4) &amp; modified boundary on the lip (pos. 3 &amp; 5 in Fig.3.4)</i> .....	137
<i>Fig. 3.25 Equivalent stress along upper shoe hole near contact with pin</i> .....	138
<i>Fig. 3.26 Contact pressure along origin and modified lip</i> .....	138

<i>Fig. 3.27 Elastic displacements of the points on the down edge of frontal origin shoe and modified shoe under pin loads</i> .....	139
<i>Fig. 3.28 Elastic displacements of the points on the recess bottom edge under pin loads along <math>x</math> axis.</i> .....	139
<i>Fig. 3.29 Elastic displacements of the points at down of the forward edge origin shoe and modified shoe under pin loads</i> .....	140
<i>Fig. 3.30 Elastic displacements of the points on the recess bottom edge under pin loads along <math>z</math> axis.</i> .....	140
<i>Fig. 3.31 <math>y</math> elastic displacements of the points on the down edge of origin shoe and modified shoe under pin loads</i> .....	141
<i>Fig. 4.1 Longitudinal section of the OD box assembly</i> .....	144
<i>Fig. 4.2 OD box stub shaft and ring</i> .....	145
<i>Fig. 4.3 OD box stub ring's bearing loaded by pressure in ahead line</i> .....	150
<i>Fig. 4.4 Radial displacement(m ) along middle bearing during high pressure 5.5 MPa in ahead line</i> .....	151
<i>Fig. 4.5 Radial displacement(m ) along right bearing during high pressure 5.5 MPa in ahead line(B89)</i> .....	152
<i>Fig. 4.6 Radial displacement(m ) along right bearing under pressure 5.5 MPa in ahead with reduced elasticity modulus of the material(B16)</i> .....	153
<i>Fig. 4.7 Radial displacement(m ) along right bearing during pressure 5.5 MPa in ahead line with increased outer diameter of the OD box ring</i> .....	154
<i>Fig. 4.8 Radial displacement(m ) along right bearing under pressure</i> .....	



5.5MPa in ahead with increased outer diameter of the OD box ring and decreased inner diameter of the oil chamber .....	155
Fig. 4.9 Radial displacement(m ) along middle bearing during maximum pressure 11 MPa in ahead line .....	156
Fig. 4.10 Radial displacement(m ) along right bearing during pressure 11 MPa in ahead line .....	157
Fig. 4.11 OD box stub ring's bearings loaded by pressure in astern line .....	158
Fig. 4.12 Longitudinal section of the finite element model of the OD box ring and bearings .....	159
Fig. 4.13 Axial displacement(m ) at inside surface of the middle bearing .....	160
Fig. 4.14 Axial displacement(m ) at inside surface of the middle part of OD box ring .....	160
Fig. 4.15 Axial deformative displacements(m ) at inside surface of the right bearing .....	161
Fig. 4.16 Axial displacement(m ) at inside surface of the right part of the OD box ring .....	162
Fig. 4.17 Equivalent stresses(Pa ) on inside surface of the middle bearing .....	163
Fig. 4.18 Equivalent stresses(Pa ) on inside surface of the right bearing .....	163
Fig. 4.19. Plotting of the equivalent stresses(Pa ) in the body of the right bearing .....	164
Fig. 4.20 Equivalent stresses(Pa ) at inside surface of the middle bearing .....	165

<i>Fig. 4.21a Internal mechanism of OD box .....</i>	166
<i>Fig. 4.21b Part of pipe connection inside of OD box .....</i>	166
<i>Fig. 4.22 Connection to OD box ring with hinge seal .....</i>	166
<i>Fig. 4.23 Intermediate connection pipe with hinge seals .....</i>	167
<i>Fig. 4.24 Connection pipe of OD box with hinge seals .....</i>	167
<i>Fig. 4.25 Equivalent stresses(Pa) of the hinge connection under pressure .....</i>	168
<i>Fig. 4.26 Summarized deformative displacements(m) of the hinge connection under pressure .....</i>	169
<i>Fig. 4.27 Plot of finite element model .....</i>	169
<i>Fig. 4.28 Contact pressure(Pa) on vertical circular wall of the hinge groove under pressure of 5.5 MPa .....</i>	170
<i>Fig. 4.29 Contact pressure(Pa) on vertical circular wall of the hinge groove under pressure of 11 MPa .....</i>	171
<i>Fig. 4.30 Friction stresses(Pa) on horizontal circular wall of the hinge groove under pressure of 5.5 MPa .....</i>	172
<i>Fig. 4.31 Radial displacement(m) along middle and right babbitt bearings under pressure 5.5 MPa in the line .....</i>	175
<i>Fig. 4.32 Radial displacement(m) along middle and right polyamide bearings under pressure 5.5 MPa in the line .....</i>	176
<i>Fig. 4.33 Radial displacements(m) OD box ring and bearings .....</i>	177

## Appendix B

<i>Fig. B.1 Stress concentration factors at key way fillet, in torsion</i> .....	211
<i>Fig. B.2 Stress concentration factors, <math>K_b</math>, for bending at flange fillet</i> .....	212
<i>Fig. B.3 Stress concentration factor, <math>K_t</math>, for torsion at flange fillet</i> .....	212
<i>Fig. B.4 Propeller key</i> .....	223
<i>Fig. B.5 Inboard coupling key</i> .....	223
<i>Fig. B.6 Hydraulic pressed coupling</i> .....	227
<i>(A) Sleeve type, (B) Flange type</i>	
<i>Fig. B.7 Diagram for approximate determination of optimum propeller diameter</i> .....	235
<i>Fig. B.8 Diagram for approximate determination of hub size</i> .....	236
<i>Fig. B.9 Main dimensions of the hub as a percentage of the nominal diameter <math>d_N</math></i> .....	237
<i>Fig. B.10 Diagram for approximate determination of OD box size and of line shaft diameter</i> .....	239
<i>Fig. B.11 Direction of torque and force for Muff-coupling</i> .....	240
<i>Fig. B.12 Example of design calculation for CPP shafting system</i> .....	244

# *A Study on the Structural Design of a Marine Controllable Pitch Propeller System*

*Ki-In Kim*

*Department of Marine System Engineering  
Graduate School  
Korea Maritime University*

## *Abstract*

The thesis is focused on the structural design of main propulsion shafting, hub assembly and oil distribution(OD) box for a marine controllable pitch propeller(CPP) system. For the proper design of the CPP system satisfying the requirements of customers, especially of naval vessel including battle warship, structural analysis and calculation are performed in accordance with classification society requirements and the U.S. Military Specification MIL-STD~2189(SH) along with the drawing of NAVSHIPS 803-2145807.

The designing items of CPP shafting include propeller diameter, hub diameter, size of OD box mounted on the shaft or gearbox, diameter of the propeller and intermediate shafts, thickness of coupling flanges and size of coupling bolts.

In the structural design of hub assembly, the strength and mass of each component of the hub mechanism are important factors to determine the accuracy and speed of blade pitch as well as durability of the CPP system. The strengths of propeller hub, connection pipes and oil distribution device are evaluated by using the finite element method in connection with

structural mechanics. The stiffness and strength of their detailed part of complicated shapes are checked by the same method. Linked mechanical parts from blade flange to control valve of oil distribution device should be maintained as short as possible by changing the size of CPP system.

To improve the performance of control system, the stiffness of its components of complicated shapes should be simulated in various positions. The contact conditions and elastic displacements of the propeller hub components(i.e., piston, cross head, cross head rod, cross head bearing, end plate, end plate bearing, collar bearings, sliding shoes, crank pins, crank pin rings and blade flanges) should be checked.

In addition to the above items, numerical correlations of the blade loads, the pressure of the collar bearings including crank pin rings, sliding shoes, and the strengths of cross head lips should also be evaluated.

The elastic displacement toward circumference direction is estimated to provide the hub shape in which the stiffness of the collar bearing is the best distributed. The shape of actuating piston is also considered in association with the correlation of cone angle and stiffness under the different operational pressures.

To improve structural responses of sliding blocks on the cross head, the height of sliding shoe is increased about 20% compared to original shoe and it is analyzed with ANSYS program.

The results show as follows: The equivalent stress is reduced to 6% in average, the contact pressure is reduced to 14% in average, and the displacement is reduced to 23~29% over the shoe length.

The structural properties of the OD box ring, bearings and pipe connections are simulated with the finite element program, ANSYS. The strength of the twin tubes and details of the OD box are also simulated with the above program. The strength and vibration of the twin tubes are also evaluated to define the behavior of oil distribution box.

The variation of OD box ring and bearing material is checked to evaluate the properties with small gap which is based on steel for OD box ring and babbitt or polyamide for bearings. The variation of the modulus elasticity is in the range about 10% ~ 25% of difference for babbitt materials. The modulus elasticity of polyamide is about four times higher than that of babbitt materials. The difference between the deformative displacements of babbitt materials and the maximum stresses of each material are estimated for cyclic load of the bearing. The result of structural responses can be used to estimate the fatigue properties of the bearing body and it can be also used to estimate the babbitt metal bonded to steel of the OD box ring which is under the oil pressure of 5.5 MPa and 11 MPa at full ahead condition. For the above mentioned conditions, the structural properties of the bearing and pipe connection are balanced along with deformative displacements, contact pressure and friction stress values. To improve OD box ring performance, three different methods can be adapted to minimize the leakage. One is to use the modulus elasticity of the babbitt materials, another one is to use the geometrical characteristics of the OD box ring with bearing, and the last one is to change the bearing materials from babbitt to polyamide. Mutual combination of the material properties and geometrical characteristics makes a promise to minimize operational gap between high and low pressure lines through the bearing and stub shaft, thereby improving the accuracy of CPP control system.

As a result, the presented structural analysis makes it possible to identify the precise position on which the highest stress and deformation are exerted under the operational loads, thereby not only increasing the durability of the parts in CPP system, but also improving the accuracy of pitch fixation. Moreover, the advanced structural design method presented in the thesis will be a successful standard paradigm for designing a high quality CPP system.

# 船舶用 可變피치 프로펠러 시스템 構造設計에 관한 研究 (논문요약서)

기관시스템공학과 김기인

지도교수 김정렬

본 논문에서는 가변피치 프로펠러의 추진축계시스템, 허브어셈블리 및 유압분배기 박스의 구조설계에 중점을 두었으며, 구성부품에 대한 개별적 설계를 수행하고 구성부품의 조립 일체에 대한 구조해석을 통하여 설계 검정을 하였다. 그리고 설계 및 구조해석 수행과정에서 나타난 문제점에 대하여 대안을 제시하고 개선점은 다음 내용과 같이 설계에 반영하여 선박용 가변피치 프로펠러 추진시스템의 독자적 설계방향을 구축하고자 하였다.

## 1. 가변피치 프로펠러 추진축계시스템의 설계

미 군사규격 MIL-STD-2189(SH)와 관련도면 NAVSHIPS 803-2145807의 설계기준에 따른 추진축계 출력계산과 가변피치 프로펠러 추진시스템의 구성부품, 즉 추진기 직경, 허브 직경, 추진축과 중간축 직경, 유압조임식 커플링 그리고 분리형 머프 커플링의 규격선정 및 적합한 설계, 추진축 및 중간축 고정 커플링 플랜지의 두께, 커플링 볼트 크기의 설계치 결정은 선급규정과 군사규격에 맞추어 설계가 가능하다.

## 2. 가변피치 프로펠러 허브어셈블리의 구조설계

허브 어셈블리의 구조설계와 더불어 해석결과에 대한 문제점에 대하여 다음과 같이 대안을 제시하고 개선대책을 수립하였다.

- (1) 컬러베어링 허브 바디의 교각부위 응력증가에 따른 구조적 한계에 대한 문제점을 개선하기 위하여 트리니언형의 설계가 필요하며, 이것은 블레이드 수를 5개에서 7개로 확대할 수 있는 기하학적 특성이 있다.
- (2) 피스톤 조립체의 저주기 교번부하에 따른 피스톤과 크로스헤드 로드 설치부위 경계선상에서 피스톤 너트의 헐거워짐에 대한 문제점에 대하여는 너트 결합부에 미치는 구조응답의 값을 줄여야하기 때문에 피스톤과 크로스헤드 로드의 기하학

적 특성을 고려한 설계변경의 검토가 선행되어야 할 것이다. 그러나 이것은 정비주기를 최대한 늘리는데 목적을 두어야하며 정비주기 제로(0)의 결과는 얻을 수 없을 것으로 생각된다.

- (3) 크로스헤드와 슬라이딩 블록의 접촉압력증가에 따른 슈의 마모와 불균일한 힘의 전달로 슬라이딩블록의 손상에 대한 문제점에 대하여는 슬라이딩 슈의 높이를 기존의 치수보다 20% 높이고 크로스헤드 립의 깊이 또한 20% 깊게 개선하여 적용하였을 경우 슬라이딩 슈에 미치는 등가응력은 평균적으로 6.1% 감소하였으며, 슬라이딩 슈의 상하앞쪽 모서리에 발생하는 접촉압력은 평균 13.9% 감소하였다. 그리고 슬라이딩 슈의 정면하부모서리 변위는 개선전과 후를 비교하여 23~29%의 감소효과를 얻을 수 있었다. 이것은 구성부품의 성능개선과 허브어셈블리의 수명 및 정비주기를 기존의 것과 비교하여 상당히 증가시킬 수 있을 것으로 생각된다.

### 3. 유압분배기 조립체의 구조설계

유압분배기 조립체의 설계목표는 회전체와 고정체 사이의 베어링누유 최소화에 있으며, 유압분배기의 구조설계와 더불어 다음과 같이 개선안을 수립하였다.

- (1) OD박스 링의 베어링 소재에 대한 탄성계수의 변화(B16 ~ B89)는 14.7%의 베어링 간극을 줄일 수 있으며, 강철과 배릿소재의 탄성계수는 가능한 한 높게 선택되어야 하며, 배릿은 베어링에 미치는 부하나 원주 상 속도가 적기 때문에 단단한 재질로서 미끄럼에 대한 물리적 특성은 안전하고 좋아야한다.
- (2) 유압분배기의 회전체와 고정체의 기하학적 특성을 변경하여, OD박스 링 외경의 증가를 20%로 제한하고 OD 박스 링의 오일챔버 내경을 10% 줄여서 적용하였을 경우, 개선후 베어링 간극은 1.275배 감소하였으며, 고압유에서 저압유로의 누유량은 27.5% 줄일 수 있었다.
- (3) 폴리아미드 소재의 베어링적용은 배릿에 비하여 누유량을 같은 조건에서 중간베어링에서는 약 28%, 오른쪽 베어링에서는 44% 감소시킬 수 있는 해석결과를 얻었다. 따라서 이것은 향후 실험검증과 더불어 적용하여야 할 것이다.

이상과 같이 유한요소법을 이용한 선박용 가변피치 프로펠러 추진시스템의 추진축계, 허브 및 유압분배기 박스의 구성부품과 조립 일체에 대한 구조해석은 운전부하 상태에서 가장 높은 응력과 변형 값이 미치는 정확한 위치를 확인할 수 있도록 하였으며, 결과적으로 가변피치 프로펠러 구성부품의 내구성 증대 및 피치 설정의 정확성증대를 위하여 가변피치 추진시스템의 구성부품을 개선할 수 있는 방안을 찾을 수 있게 되었다. 이와 같이 보다 향상되고 기술적으로 진보한 구조설계를 통하여 우수한 품질의 가변피치 프로펠러 추진시스템에 대한 표준설계기틀을 마련하는 계기가 될 것으로 생각한다.



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경

### 1.1.1 가변피치 프로펠러의 특성

일반적으로 선박에 있어서 추진기라고 하면 지금까지 개발된 모든 일련의 추진 장치를 전부 포함하는 넓은 의미의 추진기를 가리키는데, 여기서 현재 사용되고 있는 추진기를 분류해 보면 다양한 형식의 추진장치가 있으나, 대부분 스크루형과 물 분사형으로 크게 나눌 수 있다. 그 중에서 스크루형 추진기에는 고정피치 블레이드형과 가변피치 블레이드형이 있는데, 본 논문에서는 가변피치 프로펠러 시스템에 국한해서 논의하고자 한다.

가변피치 프로펠러의 가장 큰 특징은 고정피치 프로펠러와는 달리 블레이드를 움직이게 하여 엔진의 추진성능에 맞추어 블레이드 각을 안배함으로써 어떠한 엔진 속도범위에서도 엔진특성에 맞는 최대의 추진추력을 얻을 수 있다는 것이다. 이러한 가변피치 프로펠러의 특징들을 요약해 보면 다음과 같다.<sup>[1]</sup>

- ① 추진축의 회전방향을 전환할 필요가 없고,
- ② 엔진의 역회전이나 감속기어 내에 회전방향 전환을 위한 역전장치를 둘 필요가 없으며,
- ③ 급박한 상황에서 선박(함정)의 전, 후진 통제능력의 향상으로 선박의 조종 능력이 획기적으로 개선되며,
- ④ 엔진의 효율 증대 및 연료 절감 즉, 경제적 운항에 도움을 준다.
- ⑤ 다만, 가변피치 프로펠러는 설계가 복잡하고 제작비가 고가인 것이 단점이다.

이러한 특징들로 인하여 특히 원양어선, 호화유람선, 쇄빙선, 구난선, 군함 등에 많이 채용되고 있다.

### 1.1.2 가변피치 프로펠러의 역사적 유래

1912 년경 오스트리아의 엔지니어인 카플란(Mr. Victor Kaplan)씨가 개발한 가변날개 워터터빈이 수력발전에 적용되었는데, 이 카플란터빈의 설계기술을 바탕으로 선박용 가변피치 프로펠러를 고안하여 1930 년경 선박의 추진기로 적용하기에 이르렀다. 이것의 등장으로 인해 선박 추진기에 있어서 또 다른 혁신을 마련하게 되었다. 즉, 가변피치 프로펠러는 축계의 회전방향을 전환할 필요가 없고, 엔진의 역회전이나 감속기어 내에 회전방향 전환을 위한 역전 기어를 둘 필요가 없으므로 해상에서 선박의 기동력이 향상되어 선박 조종능력이 개선되었으며, 어선의 경우는 그물인양 시 저속에서 높은 추력을 얻을 수 있어 많은 도움을 주게 되었다. 그러나 초기의 가변피치 프로펠러는 장치가 복잡하고 고가였으며, 장비운용과 관련한 성능유지 및 조종기술 습득 곤란, 신뢰성 부족 등으로 선박에 적용하기가 쉽지 않았다.

가변피치 프로펠러는 연안 또는 호수를 왕래하는 정기여객선 및 어선에 제일 먼저 적용되었으며, 그 후 가변피치 프로펠러의 우수성이 널리 알려지고 특히, 선박 조종성능의 우수성이 입증되면서 1950 년경부터 여러 나라에서 각종 군함에 적용하였으며, 이후 상선 및 특수선박에까지 적용되어 오늘에 이르고 있다. 그 후 가변피치 프로펠러는 개발과 개선을 거듭하여 현재에 이르고 있으며, 다양한 형태로 발전하여 선박용 추진장치중 하나의 중요한 영역을 차지해 오고 있다.

### 1.1.3 가변피치 프로펠러의 현황

추진장치중 가변피치 프로펠러에 관한 정보는 선박에 사용되는 빈도에 비해 널리 알려져 있지 않고, 정리되어 있지 않을 뿐만 아니라 지금까지 소개된 모든 종류의 가변피치 프로펠러는 각 제작사마다 모델별로 자사제품의 장점만을 주로 언급하여 단점에 대한 지적은 공론화되지 못하고 있다. 세계 우수 가변피치 프로펠러 제작사들은 제작사마다 독자적인 모델을 가지고 있으나, 그 모델이 타 제작사 모델보다 우수한 점만을 부각시켜 객관적인 검증절차 없이 무조건 수요자에게 가격 경쟁력만을 앞세워 가변피치 프로펠러의 모델별 특성은 소홀히 다

루어져 왔다. 그뿐만 아니라 구조 자체가 어렵게 설계되어 개발된 부품들도 경쟁력만 강조한 나머지 점차 사장되어 가는 것이 현재의 추세로 나타나고 있으며, 특히 우리나라는 고유 모델 없이 외국전문 제작업체로부터 주어진 도면에 따라 생산하고 있어 국내업체에 대해 기술이전이 미미한 실정이고, 설계 자체가 국내에서는 불가능하므로 고객 및 조선소가 요구하는 추진축계 배치를 위한 기본설계자료를 제공할 수 없는 것이 현실이다.

가변피치 프로펠러 시스템과 관련된 시장현황을 살펴보면 선박과 산업 부분으로 대별할 수 있는데, 선박 부분에는 추진기부분과 가변날개 트러스터 부분으로 나눌 수 있으며, 산업부분에는 홍수조절용 또는 수력발전용으로 사용하고 있는 카플란 터빈(Kaplan turbine)이 본 가변날개 시스템을 적용하고 있다.

국내, 외 시장 규모는 매년 약 4조원(2004년도 기준)에 육박하고 있으며, 계속 증가일로에 있다. 가변추진 시스템은 비단 선박용 가변피치 프로펠러뿐만이 아니라 앞으로 대체 에너지에 대한 수요증가에 따라 가변추진 시스템을 이용한 에너지 산업의 시장규모는 매년 증가할 것으로 예상되고 있다. 특히 카플란 터빈은 국내 청평댐 및 팔당댐에서 사용하고 있으며, 호수 또는 댐의 유량에 따라 가변날개의 각도를 증감시켜 발전기 회전속도를 일정하게 유지시키고 발전량을 증감 할 수 있어 댐의 담수량에 상관없이 양질의 전기를 생산할 수 있는 장점을 가지고 있다. 따라서 앞으로 수자원이 풍부한 중국에서 많은 수요가 있을 것으로 사료된다. 또한, 차세대 에너지원으로 개발에 박차를 가하고 있는 조력발전에 대하여 본 카플란 터빈을 적용할 수 있으며 풍력발전에도 관련이 있으므로 가변피치 추진시스템에 대한 수요는 무궁무진하다고 할 수 있다.

국내 가변피치 프로펠러에 대한 기술발전 현황을 살펴보면, 해군 함정분야에 한정하여 선진국으로부터 부분적인 기술도입을 하고 있으며, 지금까지는 독자적인 기술개발 및 설계능력은 갖고 있지 못한 실정이다.

#### 1.1.4 가변피치 프로펠러의 전망<sup>[2]~[4]</sup>

세계 조선시장의 가변피치 프로펠러 매출규모는 매년 7,000 억원 이상의 시장규모를 가지고 있으며 특수목적분야, 또는 산업분야까지 확대한다면 매출규모는 그 이상이 될 것으로 사료된다. 그리고 가변피치 프로펠러의 세계적인 공급사로

는 Rolls-Royce사, Wartsilla Lips사, VA Tech. Escher Wyss사, MAN B&W사, Kawasaki사, Kamome사 및 NPO Vint사(Russia) 등이 있다.

그리고 국내시장규모 또한 매년 800~1,000 억원 규모를 형성하고 있으며, 특히 밝혀지지 않은 군용 매출규모를 포함한다면 더욱 큰 시장규모가 될 것으로 생각된다. 다만, 국내에서 건조되고 있는 대부분의 선박에 탑재되고 있는 가변피치 프로펠러는 전량 외국업체에서 직도입하여 국내 각 조선소에 공급되고 있으며, 다만 해군함정에 한하여 국내에서 외국업체와의 기술제휴 하에 기술도입 생산을 하고 있는 상태이나 상당한 기술료를 지급하고 있을 뿐만 아니라 핵심기술의 이전은 이루어지고 있지 않는 형편이다.

그러나 본 연구를 성공적으로 수행하였을 경우에는 선박의 가변날개 트러스터, 각종 유체기계 변환장치, 수력 및 조력발전용 워터터빈, 풍력발전 등, 다양한 분야에 곧바로 적용할 수 있으며, 그외 유사한 산업분야에로의 파급효과 및 수입 대체효과는 다음 **Table 1.1** 및 **Table 1.2** (2004년 시장조사자료 참조<sup>[2]~[4]</sup>)에서 보는 바와 같이 3.8~4 조원에 달할 것으로 생각된다.

Table 1.1 Domestic demand for CPP,  
Thruster & Industrial purpose<sup>[2]~[4]</sup>

[ 단위 : 억 원 ]

구 분	CPP	Thruster	산업 부문	합 계
금 액	390	357	730	1,477

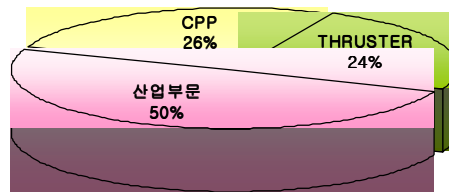
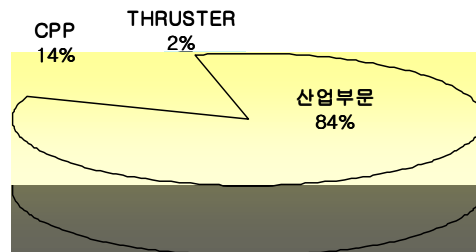


Table 1.2 International demand for CPP,  
Thruster & Industrial purpose<sup>[2]~[4]</sup>



[ 단위 : 억 원 ]

	CPP	Thruster	산업 부문	합계
금 액	5,385	762	32,820	38,967

## 1.2 연구 목적

본 논문에서는 선박용 가변피치 프로펠러 추진시스템 국산화 개발의 일환으로서 가변 추진축계의 설계, 허브 어셈블리 및 유압분배기 박스에 이르기까지 가변피치 추진시스템의 일체를 설계하여 특성을 분석하고 설계 취약부분에 대하여 대책을 수립하며 한층 우수한 성능을 가진 시스템을 개발하는 것에 연구의 핵심을 두었다.

본 연구가 실제선박에 적용되어 직접 생산 활동에 적용될 수 있도록 하며, 우선적으로 선주 요구사항과 더불어 선급규정에 따라 추진축계를 설계하고, 이것과 연계하여 최적모델의 허브 조립체에 대한 구체적 설계를 하되, 설계특성과 결과에 따라 구체적이고 현실적인 대안을 모색한다.

아울러 본 연구는 실제 계획되고 있는 3000톤급 선박의 기본사양을 기초로 하여 실제로 적용이 가능하도록 하는 선박용 가변피치 프로펠러 추진시스템의 독자설계에 목적을 둔다.

## 1.3 연구 방법

선박용 가변피치 추진시스템은 선박의 전, 후진을 추진축의 방향전환 없이 프로펠러 블레이드 설정 각도의 변환만으로 선박의 전, 후진을 자유자재로 조종할 수 있는 추진장치로서, 주요 구성품은 추진축계, 추진기 및 허브 구성체계, 유압 액추에이터, 유압시스템 및 제어계통 등으로 구성되어 있다.

이것은 추진기의 크기에 따른 다양한 용량의 유압 서보밸브와 액추에이터(Actuator)로 구성되며 핵심적인 기술은 가변피치 프로펠러를 구성하고 있는 기구학적 구조설계를 포함하여 최적의 유압 시스템 구성, 유압 맥동의 최소화, 프로펠러 피치 설정을 정확하게 하는 설계 등에 있으며, 요소기술로서는 수중 소음 및 충격(진동) 특성이 뛰어난 가변피치 프로펠러 시스템을 개발하는데 있다.

연구방법은 기존의 운항중인 3000톤급 선박에 대해 추진축계, 허브 어셈블리 및 유압분배기에 이르는 가변피치 프로펠러 시스템 전반에 걸친 설계를 수행한다. 본 논문에서는 허브 어셈블리의 구성부품의 구체적 설계와 허브 어셈블리의 종합적인 분석을 통하여 문제점에 대한 개선방법을 탐색하고 적용한다.

끝으로 유압분배기의 설계는 베어링 누유 최소화에 주안점을 두어 연구하며 본 기술을 토대로 기존의 특허문제를 극복하는 동시에 독자 설계모델을 구축한다. 그리고 본 연구를 위하여 적용한 소프트웨어는 Auto CAD Inventor 를 활용하여 설계를 수행하고, ANSYS Code 를 이용하여 구조해석을 실시하였다.

## 1.4 논문의 구성내용

### 1) 가변피치 추진시스템의 추진축계 설계에 대해서는

- (1) 추진축계의 소재 특성 분석
- (2) 추진축계 응력계산
- (3) 추진축 연결용 유압 조임식 커플링과 분리형 머프 커플링 치수 결정
- (4) 프로펠러 직경과 축 직경 계산
- (5) 허브 치수 결정
- (6) 유압분배기(작동기)의 적정 치수와 중간축 직경 결정

등을 통하여 조선소의 요청에 따라 가변피치 프로펠러 시스템의 추진축계 전반에 걸친 각종 구성부품의 최적 치수를 결정하여 구매자의 요구사항에 가장 신속하게 대처하고 표준화된 설계 기준을 마련한다.

### 2) 허브 어셈블리에 대한 주요 설계내용은

- (1) 블레이드와 베어링에 미치는 힘과 모멘트의 계산
- (2) 블레이드 볼트의 설계 및 해석
- (3) 베어링 링의 응력 검정
- (4) 허브 콘의 설계 및 해석
- (5) 콘 엔드 플레이트의 설계 및 해석

등을 통하여 허브 바디 내에서 움직이는 각종 허브 구성부품의 설계, 모든 구성부품을 규정사항범위 내에서 적절하게 계산, 요구사항에 따른 최적상태의 구조설계를 수행, 프로펠러축의 끝단 부위에 미치는 굽힘 모멘트와 각 구성부품에

작용하는 응력이 최소화할 수 있도록 설계하여 안전한 시스템이 되도록 한다.

### 3) 가변피치 프로펠러 허브 구성부품의 특성 해석에 대해서는

- (1) 허브 바디
- (2) 크로스헤드 상의 피스톤
- (3) 슈와 크랭크 핀의 상호작용

에서와 같이 허브 구성부품이 조립되는 허브 어셈블리가 선박이 감당하여야 할 최악의 조건하에서 허브의 모든 구성부품이 안전하게 작동할 수 있는지 여부를 유한요소법에 의한 구조해석을 통하여 확인, 해석결과에 따라 나타난 문제점은 최적의 대안과 설계개선을 통하여 극복하고 이것을 독자설계모델의 표준으로 정하고자 한다.

### 4) 유압분배기의 설계 및 해석에 대해서는

- (1) 유압분배기의 일반적 특성
- (2) 유압분배기의 베어링 소재 고찰 및 설계
- (3) 유압분배기 오일공급구조의 설계
- (4) 유압분배기의 설계 및 구조해석 결과

등을 통하여 유압분배기 베어링의 누유 최소화에 설계 목표를 두고 기하학적 베어링구조설계와 다양한 소재의 적용, 그리고 회전체와 고정부의 유압 공급시스템에 대한 최적의 배관 배치를 통하여 장비의 신뢰성 구축에 주안점을 둔다.

이상과 같이 선박용 가변피치 추진시스템의 각 구성부품에 대하여 설계기준을 정하고, 이것을 바탕으로 가변피치 프로펠러의 추진축계, 허브 어셈블리 및 유압 분배기 박스에 이르는 가변피치 프로펠러 전 시스템 핵심부품의 구조해석과 더불어 설계상 문제점을 분석하고 개선점을 도출하여 이것을 바탕으로 독자설계 시스템을 구현하였다.



## 제 2 장 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리 구조설계

### 2.1 일반개요

가변피치 프로펠러 조립체의 프로펠러 허브 내에서 지지되고 있는 베어링과 블레이드는 매우 높은 하중을 받게 된다. 이러한 하중에는 회전에 의하여 외부로 향하는 원심력과 블레이드의 추력에 의하여 축에 전달되는 힘이 포함된다. 블레이드에 작용하는 부하는 프로펠러 허브의 블레이드 루트(blade root)로 전달되고 허브 내의 베어링은 블레이드 회전동작을 가능하게 된다. 가변피치 프로펠러가 정상작동 중 복잡한 구성부품 계통은 다양한 부하의 지배를 받게 된다.

블레이드에 미치는 가장 중요한 부하형태 중에는 추력(thrust), 토크(torque), 원심력(centrifugal force) 및 스핀들 토크(spindle torque)가 있다. 다음 계산은 컬러베어링허브 형태에 따른 블레이드 부하를 추정하며, 입력 자료는 최대 전진 출력에 기준을 두고 있다. 운전 상태에 따라서 각 부하의 구성요소는 각각 다르게 결합되며, 이러한 각기 다른 형태의 부하는 허브 구성부품에 각기 다르게 재분배 된다. 허브의 강도를 결정하는데 있어 그 내용을 다음 두 가지 경우로 분류하여 다루고자 한다.

첫째, 서로 상대운동이 없는 고정부품에 대한 경우는 운동마찰이 없으며, 이러한 상태에서는 블레이드에 미치는 외부 부하의 값 및 부하 지속기간이 중요 영향 인자이며, 소재의 항복응력에 따라 단기사용, 장기사용 부품으로 분류된다. 따라서 이 경우에 블레이드 피치 상태는 중요하지 않으며, 블레이드, 볼트, 피스톤 및 피스톤 로드와 연결 상태 등이 포함된다.

둘째, 상대운동으로 인하여 마찰이 존재하는 부품의 경우로서, 이러한 경우에는 블레이드에 미치는 외부 부하의 값과 블레이드 피치 상태가 중요하다. 왜냐하면, 운동이 지속되는 동안 접촉표면상의 응력이 발생하게 되며, 운동이 없는

상태와는 다르기 때문이다. 이 경우에는 허브의 컬러 베어링, 크랭크 핀, 슬라이딩 블록 등이 포함된다. 허브 베어링과 크랭크 핀 링의 내부 접촉압력은 블레이드의 전도 모멘트와 원심력에 의하여 결정된다. 그러나 슬라이딩 블록과 크랭크 핀(슬라이딩 블록과 핀 홀 그리고 크로스헤드 립 사이) 내부 접촉압력은 허브의 컬러 베어링상의 스핀들 토크와 마찰 모멘트에 의하여 결정된다. 계산 및 해석을 위한 허브 바디, 허브 콘 그리고 블레이드에 대한 자료와 특성 치는 니켈-알루미늄-황동의 합금 소재로서 인장강도 585 MPa, 항복강도 240 MPa, 연신율 15%의 물성치를 적용한다.<sup>[5]~[8]</sup>

## 2.2 허브 어셈블리 설계를 위한 일반적 정의

지금 축계의 전후진 방향을  $x$  축, 상하 방향을  $y$  축, 좌우현 방향을  $z$  축이라고 정의하고, 이후에 사용되는 변수들에 대하여 정의하면 다음과 같다.

### 1) 유체 역학적 추진성능에 대한 정의

$K_T$  : 추력계수

$K_Q$  : 토크계수

$K_{QSH}$  : 유체역학적 스핀들 토크 계수(Hydrodynamic spindle torque coefficient)

$K_{QSC}$  : 원심 스핀들 토크 계수(Centrifugal spindle torque coefficient)

$R_{efPD}$  : 설계 피치비(Design pitch ratio)

$P_D$  : 실제 피치비(Actual pitch ratio)

$\rho$  : 물의 밀도(Water density,  $\text{kg/m}^3$ )

$\rho_b$  : 블레이드 재료의 밀도(Blade material density,  $\text{kg/m}^3$ )

### 2) 프로펠러의 특성(Propeller Properties)

$D$  : 프로펠러 직경 [m]

$W$  : 블레이드 플랜지를 포함한 블레이드 질량 [kg]

$x_p$  : 설계 피치(design pitch)의  $x$  방향 무게중심까지 거리 [m]

$y$  :  $y$  방향 무게중심 거리 [m]  
 $z_p$  : 설계 피치(design pitch)의  $z$  방향 무게중심까지 거리 [m]  
 $n$  : 블레이드 수량  
 $N$  : 축 회전수 [rpm]

### 3) 허브의 물리적 특성(Hub properties)

$l_{CR}$  : 허브 중심선에서 크랭크 핀까지 거리 [m]  
 $l_{CP}$  : 허브 중심선에서 베어링 링까지 거리 [m]  
 $r_{CR}$  : 크랭크 핀 반경 [m]  
 $\theta_{CP}$  : 설계 피치에서 크랭크 핀으로부터  $z$  축 사이의 각 [deg]  
 $W_{CR}$  : 크랭크 링 무게 [kg]  
 $D_{CR}$  : 크랭크 링 외경 [m]  
 $D_{BR}$  : 베어링 링 내경 [m]  
 $D_P$  : 피스톤 외경 [m]  
 $D_{PR}$  : 피스톤 로드 외경 [m]  
 $p_o$  : 허브 캐비티(Hub Cavity) 압력 [Pa]  
 $p_r$  : 피스톤 방출압력(relief pressure) [Pa]  
 $\mu$  : 마찰계수

### 4) 최대 전진상태의 블레이드 힘과 토크

$T$  : 블레이드 1 개당 추력 [N]  
 $Q$  : 블레이드 1 개당 토크 [Nm]  
 $Q_{SH}$  : 블레이드 1 개당 유체역학적 스핀들 토크 [Nm]  
 $Q_{SC}$  : 블레이드 1 개당 원심 스핀들 토크 [Nm]  
 $F_{yc}$  : 블레이드에 미치는  $y$  방향 원심력 [N]  
 $F_{zc}$  : 블레이드에 미치는  $z$  방향 원심력 [N]  
 $F_{CR}$  : 크랭크 핀에 미치는 힘 [N]

## 2.3 블레이드와 베어링에 미치는 힘과 모멘트의 계산

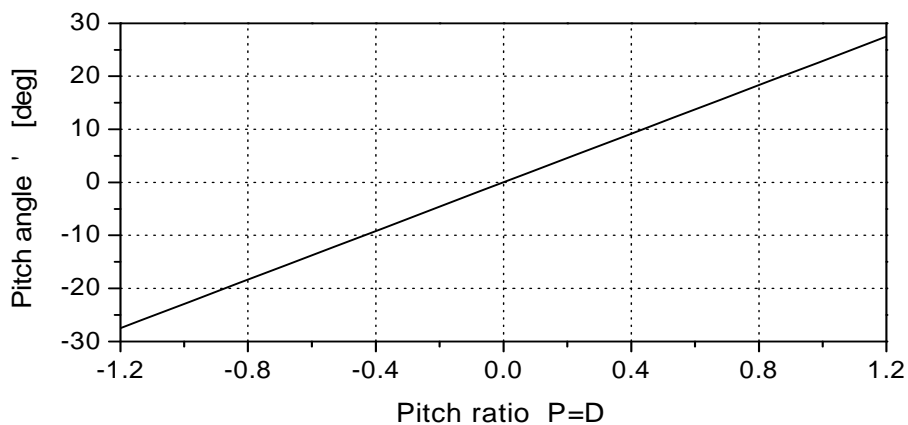
블레이드와 베어링에 미치는 힘과 모멘트 계산시에는 다음과 같은 부하가 가장 큰 운전상태에 대해 고려해야 하며, 이것은 반드시 허용범위 내에 있어야 한다.

- 첫째, 최대 전진모드와 토잉(towing) 모드에서 장시간 운전하는 경우
- 둘째, 높은 추력 값에 의한 토잉 모드에서의 장시간 운전하는 경우
- 셋째, 블레이드 피치의 역전 상태에서 단시간 운전하는 경우

로서, 이러한 각 경우에는 블레이드 추력이 큰 값을 가지게 되며, 스핀들 토크는 블레이드 회전에 따라 다르게 발생한다.<sup>[9]</sup>

상용선박의 일반적인 관례에 의하면 전진운전의 블레이드 피치 상태에서 후진 피치로 변경할 경우의 외부 부하 추정은 선박의 전속력에 기초를 두고 있으며, 이러한 경우 추력은 최대로 크게 된다. **Fig. 2.1** 은 블레이드의 피치비(P/D)와 피치각과의 상관관계를 보여주고 있다.

블레이드가  $y$  축 주위로 뒤틀기를 시도할 때의 스핀들 토크는 다음 3 가지 구성요소 즉, 유체 역학적 스핀들 토크, 원심 스핀들 토크 및 마찰 토크를 갖는다.<sup>[10~11]</sup>



**Fig. 2.1** Co-relations between pitch ratio and angle of the blade

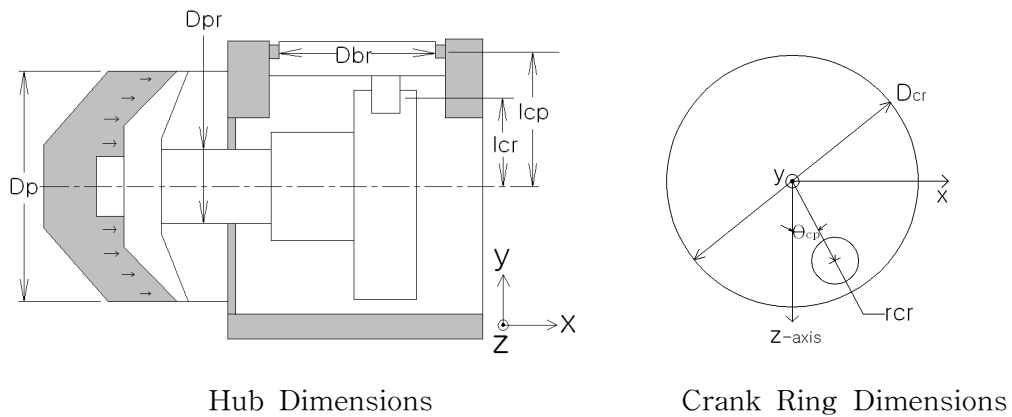
1) 블레이드 하나에 미치는 유체 역학적 스핀들 토크

유체 역학적 스핀들 토크는 다음 식과 같다.

$$Q_{SH} = K_{QSH} \rho D^5 \times \left(\frac{N}{60}\right)^2 \quad (2.1)$$

**Fig. 2.2** 는 유체 역학적 스핀들 토크를 설명하기 위한 허브와 크랭크 링의 기하학적 배치관계를 보여주고 있으며, 유체 역학적인 스핀들 토크는 일반적으로 블레이드의 스핀들 축을 통하여 빠져나가지 못하는 합성력 발생에 따른 블레이드 표면상 압력분포 때문에 발생한다. 그 값은 블레이드 설계 즉, 스큐(skew), 레이크(rake) 및 블레이드 면적과 블레이드 팜(palm)의 위치 설계에 달려 있으며, 피치의 설정과 전진계수  $J$  에도 관계한다. 즉, 전진계수  $J$  는 프로펠러로 유입하는 유체속력[m/s] 을 회전속도[rps] 및 프로펠러 직경[m] 으로 나눈 것이다. 설계상 전진운전 상태 하에서는 유체 역학적 스핀들 토크는 작게 된다.<sup>[12]</sup>

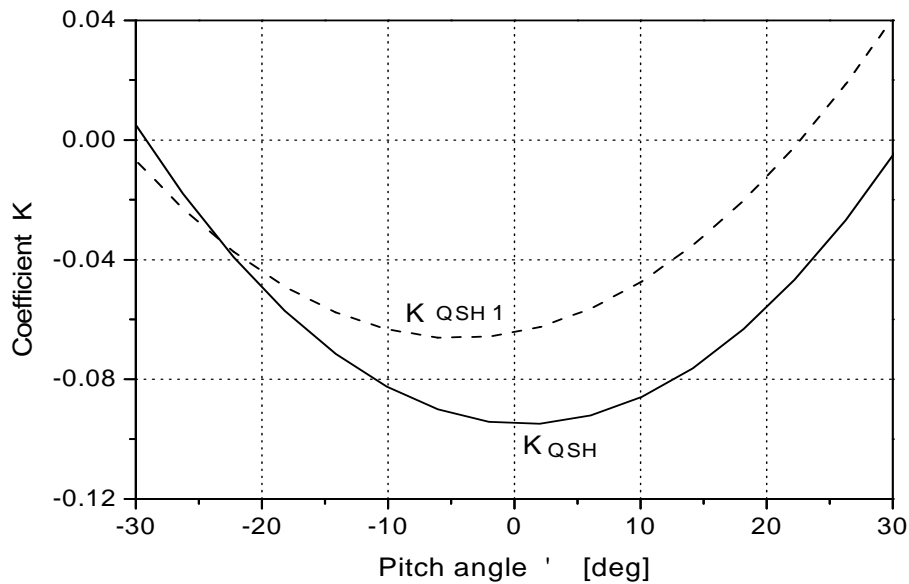
이것의 뒤틀림모멘트는 전진피치의 감소와 함께 블레이드가 후진피치 쪽 방향으로 움직여 갈수록 그 량이 점차 증가하게 된다. 피치가 지정된 상태에서 운전 중일 때는 최대의 유체 역학적인 뒤틀림 모멘트는 영(zero) 피치 영역에서 발생한다. 그러나 블레이드가 최대 후진피치로 움직이려고 하는 특성은 높게 남아 있게 된다.



**Fig. 2.2** Geometrical dimensions of hub cross section and crank ring plane

앞에서 언급한 바와 같이 유체 역학적 스핀들 토크의 최대값은 전진계수  $J=1.0$  과 더불어 영 피치 영역 내에 있다. 이러한 실제적인 예로서 설계상 최대 전진 상태에서  $J$  값에 따라 다르게 나타나고 있으며, **Fig. 2.3** 은  $J$  값이 1.0 과 같거나 그 이상으로 되었을 때 지속적인 최대전진피치와 축 속도에서 축 속도는 그대로 있으면서 급격하게 피치를 영으로 감소할 때, 그리고  $J$  값이 1.0 이하가 되었을 때 지속적인 최대 전진피치와 축 속도에서 축 속도의 감소와 더불어 피치를 급격하게 영으로 감소하게 되는 경우를 나타낸다.

이러한 양쪽 모두의 경우, 선속의 감소를 감지하기 바로 직전 블레이드 피치 각 0 에서 최대의 유체 역학적 스핀들 토크가 발생한다는 것을 알 수 있다.



**Fig. 2.3** Diagram for coefficient of hydrodynamic spindle torque for pitch angle [solid line for  $J=1.0$ , dotted line  $J=0.6$ ]

**Fig. 2.3** 선도에 의하면 유체 역학적 스핀들 토크 계수의 절대값은 선박의 최대 전진속도에서  $J$ 의 값이 약 1.0 이고, 영 피치 영역 내에서 최대 유체 역학적 뒤틀림 모멘트가 일어난다는 것을 알 수 있다. 피치가 영에서 최대 전진피치로 움직일 때 스핀들 토크의 3 가지 요소(유체, 원심, 마찰) 모두는 블레이드 움직임에 대하여 저항하게 된다. 서보모터의 최대출력은 전진 전속으로 운전이 유지되는 동안 발생하며, 축 속도가 전속으로 유지되는 동안 급속히 피치를 영으로 감소하면, 선박의 전진속력이 떨어지는 것이 감지되기 직전의 전진 피치상태에서 스핀들 토크는 가장 크게 발생하며, 그 때 전진계수는 다음과 같다.<sup>[13]</sup>

$$J = \frac{V_a}{nD} \quad (2.2)$$

여기서,  $V_a$ : 선박의 전진속도[m/s],  $n$ : 축 회전속도[rps],  $D$ : 프로펠러 직경[m]

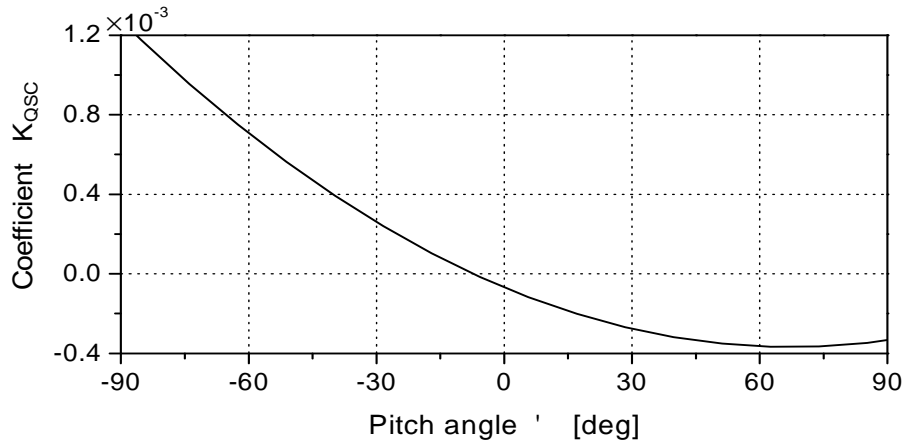
## 2) 각 블레이드에 미치는 원심 스핀들 토크

원심력에 의한 부하는 회전속도의 제곱에 비례한다. 그러므로 블레이드 베어링에 미치는 부하는 원심 뒤틀림 모멘트에서와 같이 회전속도와 함께 증가하는데, 원심 스핀들 토크 값은 다음 식과 같다.<sup>[11]</sup>

$$Q_{SC} = K_{QSC} \rho_B D^5 \times \left(\frac{N}{60}\right)^2 \quad (2.3)$$

블레이드 전체에 대한 원심 스핀들 토크는 블레이드의 기하학적 특성과 질량에 의하여 결정된다. 이 모멘트의 방향은 블레이드가 선체를 가로지르는 방향, 즉  $yz$  평면으로 움직이려는 경향을 가진다. 이 값은 피치각 45도에서 최대가 되며, 90도 즉, 피치가 영으로 되면서 감소한다. 유체 역학적 스핀들 토크와 같이 원심 뒤틀림 모멘트는 블레이드 면적, 스큐(skew), 레이크(rake) 및 블레이드 팜(palm)의 위치형태와 같이 프로펠러 블레이드 설계에 따라 다르게 나타난다.<sup>[14]</sup>

다음 **Fig. 2.4**는 블레이드 코드선  $0.7R$ 에서의 피치 각에 대한 원심 스핀들 계수와의 관계를 보여주고 있다.

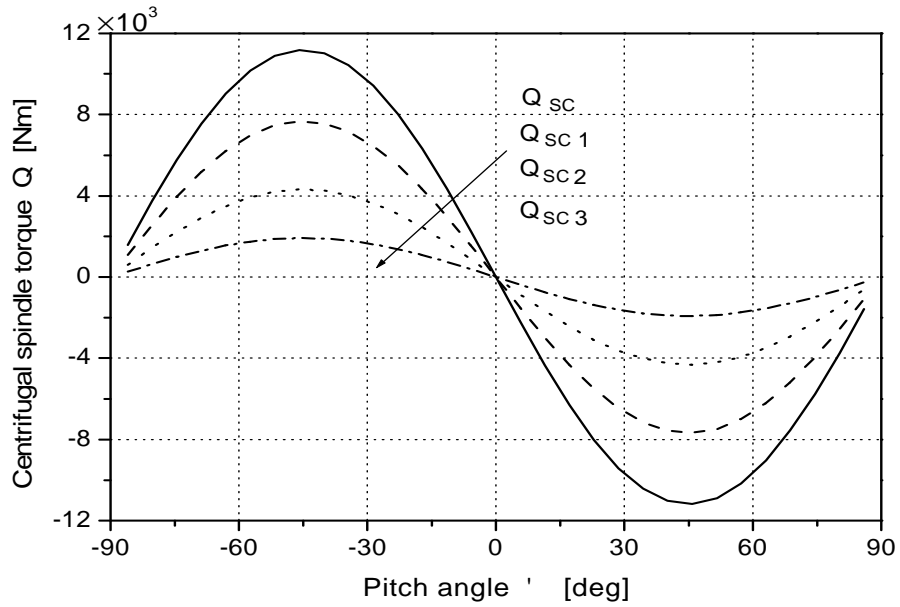


**Fig. 2.4** *Dependency of centrifugal spindle coefficient from pitch angle of the blade No. 0.7R*

스핀들 토크의 부정적 영향을 감소시키기 위하여, 블레이드에 미치는 중심 압력은 스핀들 축으로부터 가까운 곳에 위치하도록 설계되어있다. 이것이 가변피치 프로펠러 블레이드가 적절한 스핀들로 설계되는 근원적인 이유이다. 이러한 경우, 회전 모멘트는 블레이드의 제어와 허브 내의 구성부품 작동을 위한 힘, 그리고 서보모터의 운전압력에 대하여 합리적인 사양과 규격을 요구한다. 이것에 따라서 중, 대형 허브 직경을 결정하게 되고 결과적으로 적합한 규격의 유압 시스템을 구성하게 된다.

**Fig. 2.5**는 각기 다른 축 회전속도와 피치 각에 따라 변하는 원심 스핀들 토크 값을 보여주고 있다. 그리고 원심 부하는 질량과 블레이드 무게중심의 반경과 프로펠러 회전속도의 제곱에 의한다. 이것은 블레이드의 회전궤적에 따라 다양하게 변화하지는 않는다. 블레이드 단면의 질량중심이 블레이드 스핀들 축에 모두가 놓여있지 않기 때문에 원심 부하는 원심 굽힘 모멘트를 일으킨다. 블레이드 설계 시 블레이드 베어링의 원심 굽힘 모멘트에 대하여 블레이드 단면윤곽을 적절하게 마련하는 것이 중요하며, 각 블레이드의 단면간 거리는 너무 크게 잡지 않아야 한다.





**Fig. 2.5** Values of the centrifugal spindle torque on different rpm and pitch angle

허브 중심에 대한 블레이드 질량중심의 좌표는 다음 **Table 2.1**과 같이 허브 내 피스톤의 전, 후진위치의 끝단으로부터 블레이드 회전 범위 내에서 변화를 한다.

**Table 2.1** Coordinates of mass center of blade relative to hub center

Mass center coordinates	Ahead end position P/D=1.48 [m] ( $\approx 27.99^\circ$ )	Zero blade position [m]	Astern end position P/D=-1.27 [m] ( $\approx 27.99^\circ$ )
$x$	0.0029	0.0022	0.0015
$y$	0.6097	0.6097	0.6097
$z$	-0.0015	-0.0024	-0.003

선택된 프로펠러 블레이드는 광범위한 운전 상태에 대하여 균형이 되도록 설계되며, 블레이드의 질량중심 변화는 무시할 수 있을 정도로 적다. 원심부하의 계산을 위하여, 질량중심의 각 위치는 다음에 제시된 식으로 결정된다. 먼저 허브 중심으로부터 블레이드 무게중심의 정확한 위치는 다음 좌표와 같으며,  $y$  좌표값은 **Table 2.1** 과 같이 무게중심이 한 곳에 있다.

$$\left. \begin{aligned} x &= x_p \cos d_\theta + z_p \sin d_\theta \\ z &= z_p \cos d_\theta + x_p \sin d_\theta \\ \theta_{CR} &= \theta_{CP} + d_\theta \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

여기서,  $d_\theta = \tan^{-1}\left(\frac{P_D}{0.7\pi}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{R_{efPD}}{0.7}\right)$

(1) 블레이드  $y$  방향 원심력<sup>[15]</sup>

$$F_{yc} = y W \times \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 + l_{CP} W_{CR} \times \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 \quad (2.5)$$

(2) 블레이드  $z$  방향 원심력

실제로 고려한 각도와 설계 피치각의 차이에 대한  $x$  방향 원심력을 구하기 위한 이동각도는 다음 식(2.6)과 같고, 이 때 최대 전진 동력상태에서는 설계피치 상태와 일치한다. 즉,

$$d_\theta = \tan^{-1}\left(\frac{P_D}{0.7\pi}\right) - \tan^{-1}\left(\frac{R_{efPD}}{0.7}\right) = 0 \quad (2.6)$$

$z$  방향 원심력은 다음과 같다.

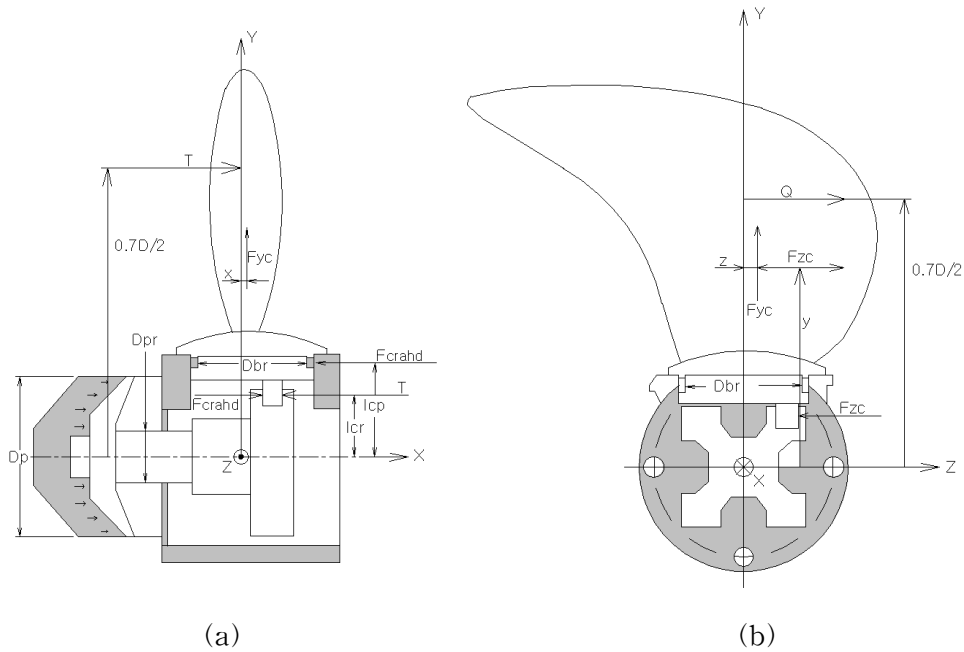
$$F_{zc} = z W \times \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 \quad (2.7)$$

순수한 수직적 힘은 식(2.8)과 같이 원심력과 허브 공간 내부로부터 크랭크 링에

미치는 오일 압력에 의한 힘의 합성력이다. 따라서

$$F_y = F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o \quad (2.8)$$

베어링 링은 원심력과 전도(tipping) 모멘트에 견디어야하기 때문에 전도 모멘트는 베어링 링 전면에 미치는 모든 힘을 분석하여 계산한다(**Fig. 2.6**). 전도 모멘트는 상기내용에 대응하는 구성부품에 미치는 유체 역학적 또는  $y, z$  축의 원심력에 의한 토크와 추력에 의해 결정된다. 또한 전도 모멘트는 블레이드가 회전하는 동안 크랭크 링 힘에 영향을 준다. 위에서 언급된 힘과 모멘트는 일반적인 설계에 있어서 세 개의 표면을 가지는 컬러베어링에 의하여 흡수된다.



**Fig. 2.6 Scheme of the forces application ;**  
**(a) xy plane, axis z is directed to us**  
**(b) zy plane, axis x is directed from us**

(3)  $x$  축에 대한 전도(tipping) 모멘트  $M_x$  는

$$M_x = \left( \frac{0.7D}{2} - l_{CP} \right) \frac{2Q}{0.7D} - zF_{yc} + (y - l_{CP})F_{ze} \quad (2.9)$$

즉, 전도모멘트  $M_x$  에 대한 원심력  $F_{yc}$  및  $F_{ze}$  의 개략적 영향은 최대 전진동력 상태에서 0.9 % 이하로 매우 적다.

(4)  $z$  축에 대한 전도모멘트  $M_z$  는<sup>[15]</sup>

$$\left. \begin{aligned} M_{zahd} &= 0 - \left( \frac{0.7D}{2} - l_{CP} \right) T + xF_{yc} + (l_{CP} - l_{CR})F_{CRahd} \\ M_{zast} &= 0 - \left( \frac{0.7D}{2} - l_{CP} \right) T - xF_{yc} + (l_{CP} - l_{CR})F_{CRast} \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

즉, 전도모멘트  $M_z$  에 대한 원심력  $F_{yc}$  의 개략적 영향은 최대 전진동력에서 후진으로 역전하는 동안 2 % 가까이 된다. 크랭크 핀 힘은 20~25 %, 또는 그 이상으로 영향을 줄 수 있다. 최대 전진동력 상태에서 합성 전도모멘트는  $x$  축과  $z$  축의 개략적인 전도모멘트의 합으로서 다음과 같다.

$$M_{rahd} = \sqrt{M_x^2 + M_{zahd}^2} \quad (2.11)$$

최대 전진동력 상태에서 합성 전도모멘트의 위치 및 방향은 다음과 같다.

$$\alpha_{ahd} = \sin^{-1} \left( \frac{M_{zahd}}{M_{rahd}} \right) + \pi \quad (2.12)$$

최대 전진동력 상태에서 블레이드가 후진으로 선회할 때 합성 전도모멘트의 위치 및 방향 역시 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} M_{rast} &= \sqrt{M_x^2 + M_{zast}^2} \\ \alpha_{ast} &= \sin^{-1} \left( \frac{M_{zast}}{M_{rast}} \right) + \pi \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

3) 마찰토크

최대 전도모멘트는 블레이드의 후진 선회와 함께 최대 전진동력 상태에 대응하며, 그러한 상태는 블레이드 피치 제어를 위한 허브 연결기구의 강도를 평가하기 위하여 반드시 확인하여야 한다. 베어링 링 표면의 기계적 특성을 구할 때는 베어링 압력과 마찰을 확인하여야 하며, 이 압력과 마찰력은 구성부품의 축주위 및 주변장치에 대하여 분석한다. 원심력에 의한 압력을 구하기 위하여 베어링의 표면적을 구하면 다음과 같다.

$$A = \frac{\pi(D_{CR}^2 - D_{BR}^2)}{4} \quad \text{에서} \quad F_y = F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o \quad (2.14)$$

또한 관성모멘트는  $I = \frac{\pi}{64}(D_{CR}^4 - D_{BR}^4)$  이다. 따라서 상기 단면적과 함께 원심 부하에 의한 베어링 링의 압력은

$$p_c = \frac{F_y}{A} \quad (2.15)$$

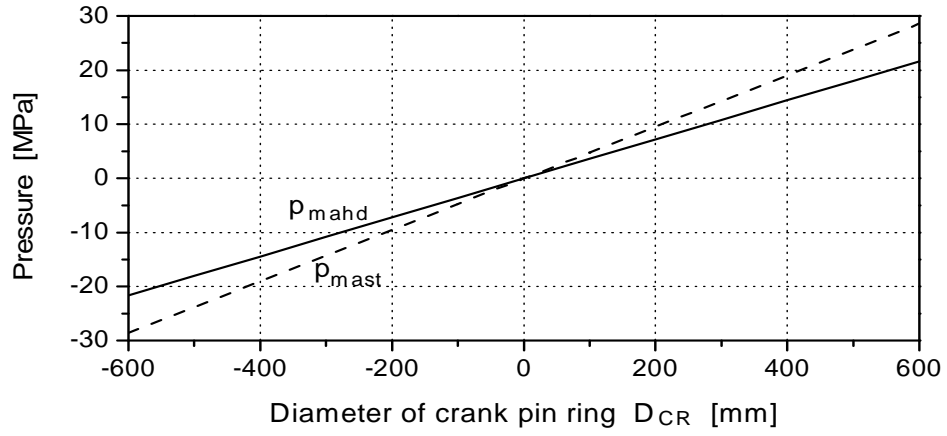
최대 전진시 전도모멘트에 의한 압력은 다음과 같다.

$$p_{mahd} = \frac{M_{rahd} D_{CR}}{2I} \quad (2.16)$$

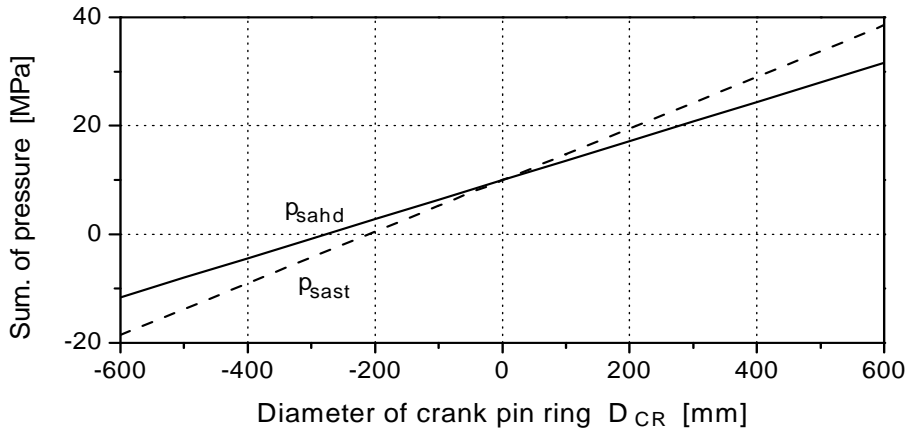
최대전진상태에서 블레이드 후진동작시의 전도모멘트에 의한 압력은

$$p_{mast} = \frac{M_{rast} D_{CR}}{2I} \quad (2.17)$$

여기서,  $p_m$  은 전도모멘트에 의한 베어링 링 압력이다. **Fig. 2.7** 은 크랭크핀 링 직경에 따른 블레이드 전, 후진피치의 전도모멘트에 의한 압력변화를 나타내고 있다. **Fig. 2.7**, **Fig. 2.8** 의 선도에서 양(+)의 방향 그래프는 베어링 아래쪽 표면에 미치는 압력을 나타내 준다. 또한 그래프는 블레이드 플랜지와 베어링과의 접촉상태를 보여주고 있으며, 전도모멘트로부터 하이드로 포일 형상을 따라 블레이드 뿌리부분 아래 영역 내에 미치는 압력은 마찰력이 최소로 예상되는 범위 내에서 값이 영으로 된다.



*Fig. 2.7 Diagram of pressure variation due to tipping moments  $p_{mahd}$  and  $p_{mast}$  on the collar bearing in dependent on diameter of the crank pin ring  $D_{CR}$*

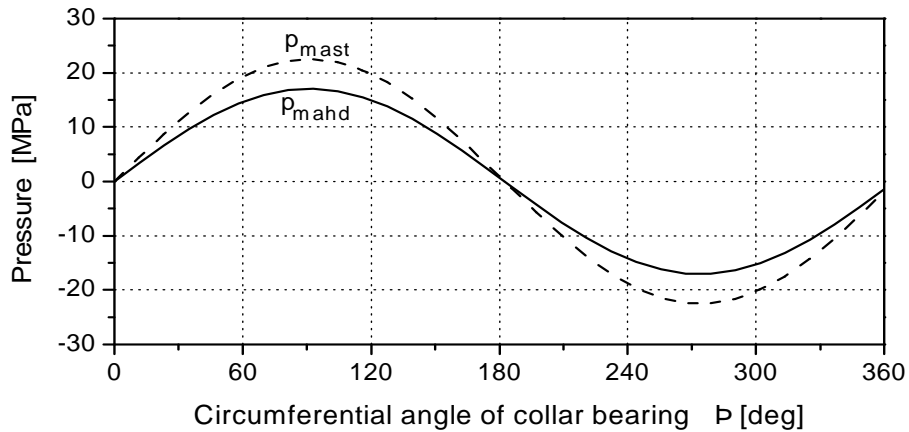


*Fig. 2.8 Diagram of summarized pressure variation  $p_{sahd}$  and  $p_{sast}$  on the collar bearing in dependent on diameter of the crank pin ring  $D_{CR}$*

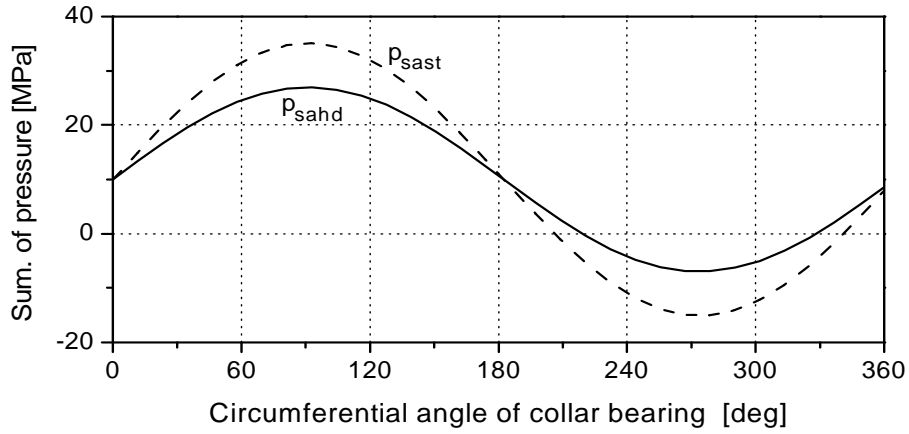
**Fig. 2.7**의 선도에 의하면, 최대 전진상태에서 전도 모멘트의 양(+)방향 압력은 베어링 아래표면에 미치는 압력에 대한 것이다. 전도 모멘트의 음(-)방향 압력은 베어링 상부 표면에 미치는 압력에 대한 것이다. 블레이드 원심 압력  $p_c$ 의 합은 전진 원심압력  $p_{sahd}$ 과 후진 원 압력  $p_{sast}$ 으로 요약할 수 있으며, 베어링 상부표면은 감소하고 하부표면은 증가한다.

식(2.16), (2.17)의 압력은 전도모멘트에 의하여 컬러베어링의 평면상에서 변환하게 되며, 이것은 내경  $D_{BR}$ 로부터 외경  $D_{CR}$ 까지 선형적으로 변한다. 가장 큰 압력은 베어링의 바깥 모서리에 위치하게 된다. 바깥 원주를 따라서 발생하는 전도 모멘트에 의한 압력은 다음 식(2.18)에 따르게 되고 **Fig. 2.9**, **Fig. 2.10**과 같이 나타난다.<sup>[15]</sup>

$$\left. \begin{aligned} p_{mahd} &= \frac{M_{rahd} D_{CR} \sin \alpha}{2I} \\ p_{mast} &= \frac{M_{rast} D_{CR} \sin \alpha}{2I} \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$



**Fig. 2.9** Diagram of pressure variation  $p_{mahd}$  and  $p_{mast}$  on the collar bearing circumference



**Fig. 2.10** *Diagram of summarized pressure (including pressure of centrifugal forces) variation  $p_{sahd}$  and  $p_{sast}$  on the collar bearing circumference*

최대압력은 전진최대에서 후진으로 역전하는 상태에서 베어링의 아래표면 모서리에 위치한다. 이것의 최대값은 합성 전도 모멘트 벡터의 수직선상에서 베어링 외경 원주모서리의 삼각부하 분포의 교차점(**Fig. 2.13, (a)**  $\gamma$  지점)에 위치한다.

베어링표면에서 발생하는 마찰력은 전도 모멘트와 원심력으로부터의 압력에 의하여 결정된다. 이들의 합은 무게중심 위치의  $x$  좌표에 달려있으며, 만약  $x$  좌표가 식(2.10)에 따라서 (-) 부호를 가지면 전도 모멘트의 절대값은 증가하며 반대의 경우는 감소한다. 전도 모멘트 압력과 원심력에 의한 압력을 합성한 상호관계는 다음 식으로 결정된다.

- (1) 최대 전진동력상태에서 합성압력은

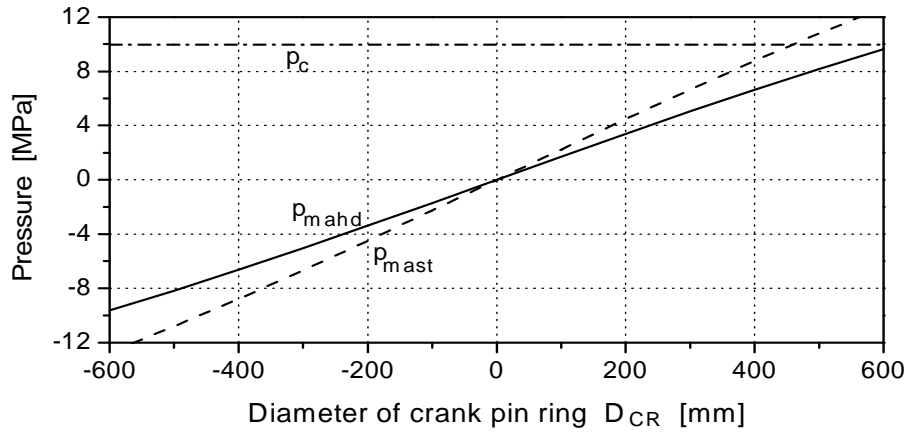
$$p_{sahd}(D_{CR}) = p_{mahd}(D_{CR}) + p_c \quad (2.19)$$

- (2) 최대 후진동력상태에서 합성압력은

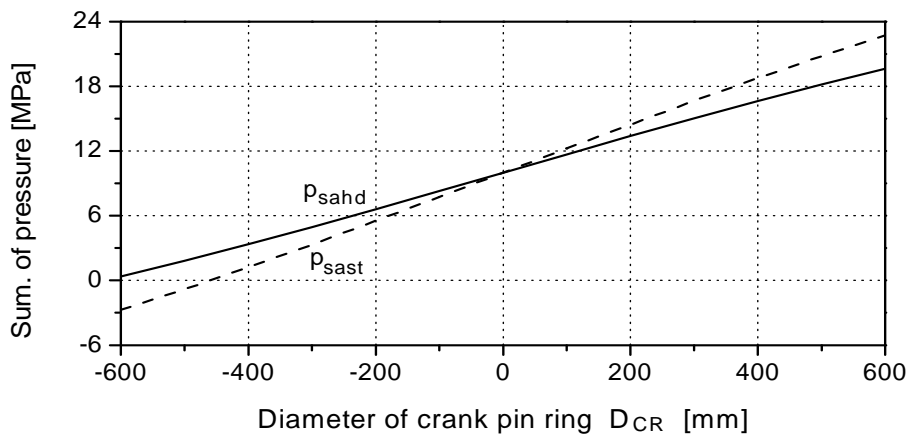
$$p_{sahd}(D_{CR}) = p_{mahd}(D_{CR}) + p_c \quad (2.20)$$



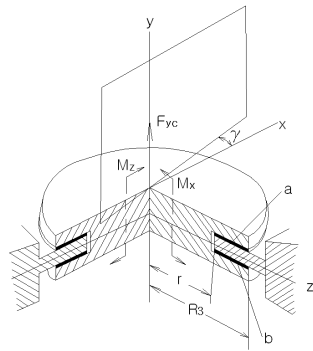
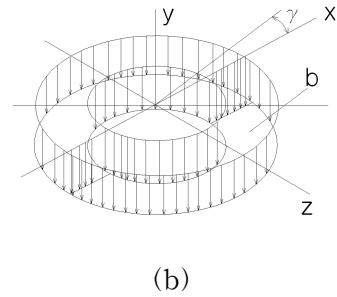
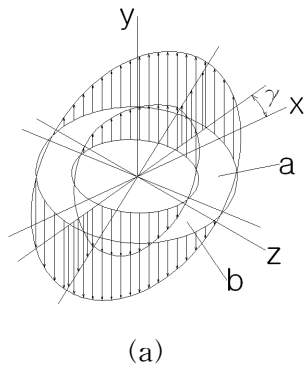
압력변화 선도 **Fig. 2.11** 에서 보는 바와 같이 원심력  $p_C$  와 전도모멘트의 합성압력  $p_{mahd}$ ,  $p_{mast}$  으로부터의 벡터방향은 같게 나타난다.



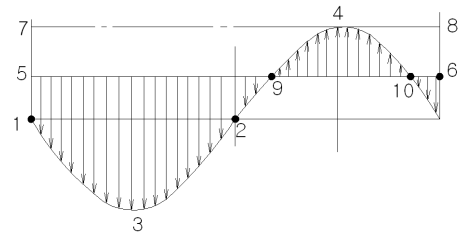
**Fig. 2.11** Diagram of pressure variation  $p_{mahd}$  and  $p_{mast}$  on the collar bearing circumference compare to centrifugal force pressure



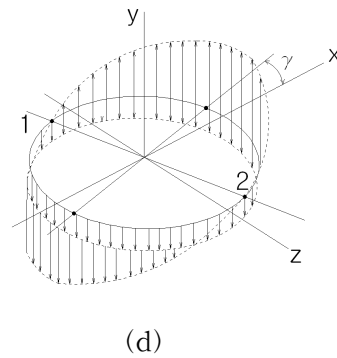
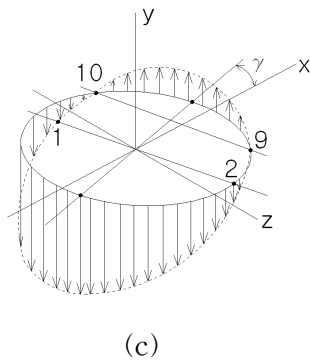
**Fig. 2.12** Diagram of summarized pressure variation  $p_{sahd}$  and  $p_{sast}$  on the collar bearing circumference



( in connection with (a) and (b))



( in connection with (c) and (d))



**Fig. 2.13** (a) Pressure distribution from tipping moment  
 (b) Pressure distribution from centrifugal force  
 (c) Pressure distribution from tipping moment and centrifugal force on the bearing middle diameter  
 (d) Summarized pressure distribution from tipping moment and centrifugal force on the bearing middle diameter

**Fig. 2.6 (a), (b)**의 고정좌표와 같이 원심력은 컬러베어링의 어느 한쪽에서 압력을 증가시키나, 베어링의 다른 한쪽은 압력이 감소한다. 식(2.9)와 같이  $x$  축에 대한 전도 모멘트  $M_x$ 는  $z$  좌표가 베어링(**Fig.2.6**)의 상부 오른쪽의 전도 모멘트 절대값이 증가하기 때문에 원심력에 의하여 감소된다.  $z$  축에 대한 전도 모멘트의 절대값은 최대 전진동력상태와 최대 전진동력에서 블레이드 후진선회 상태에서의 원심력에 의하여 감소된다.

위에서 언급된  $x$  및  $z$  축에 대한 전도 모멘트의 영향은 베어링 아래 표면에서 압력을 일으키는 원심력  $F_y$ 가 큰 영향을 미친다. 추진축의 회전속도 ( $N = 289.7 \text{ rpm}$ )는 중간수준인 일반적인 범위 내에 있기 때문에 고려하고 있는 상태에서의 압력 값은 영이 될 때까지 부의 압력 값을 갖지 않는다.

식(2.15), (2.16), (2.17)에 따라서 압력 값은 블레이드 플랜지, 크랭크 핀 링과 베어링의 기하학적 성능에 달려있다. 베어링 표면  $A$ 와 베어링단면의 관성모멘트  $I$ 는 원심력에 대한 압력과 전도 모멘트 압력의 값으로 결정된다. 예를 들면, 크랭크핀 링 직경이 제한범위 내 8%의 근소한 변화라도 전도 모멘트압력을 2.6 배나 변화시킬 수 있음을 다음에 나오는 식(2.21)과 (2.22)를 통하여 알 수 있다. 전도모멘트 압력은 크랭크핀 링 직경과 컬러베어링 외경의 선택에 의하여 감소될 수 있다. 크랭크 핀에 대한 균등한 부하와 관련된 문제점은 항상 존재하며, 균등부하의 문제점은 다양한 연결구성을 동일한 길이(각종 연결기구에 균등한 크랭크 부하를 얻기 위한 절대적 요구)로 만들기 위하여 필요로 하는 정확한 제작을 보장할 수 없기 때문에 문제가 발생한다. 균등한 부하를 분담하기 위하여 가변피치 프로펠러의 조립 및 스크래핑을 통하여 다양한 시도를 하였으나 연결 구성부품의 동일한 길이를 얻거나, 크랭크 핀과 연결 구성부품 그리고 크로스헤드의 균등한 부하 분담을 이룩하는 데는 성공하지 못하고 있다.

가변피치 프로펠러 조립체에 내재하고 있는 크랭크 핀 링크는 액추에이터 기계장치(일반적으로 크로스헤드를 통하여 유압 피스톤과 실린더에 연결됨)에 연결되고 결합된다. 어떤 연결부품들은 다른 한쪽이 느슨한 상태에서 결합되는 경우도 있는데 모든 연결부품들을 완전히 결속한다는 것은 크랭크 링크의 어떤 부품에 과도하게 하중이 걸리게 하고 그렇지 않은 부품은 하중이 별로 걸리지 않

게 된다. 이와 같이 각 구성부품들은 일체로 조립 되어 운전되는 동안 과도한 응력을 받는 부품이 있을 수 있다. 또는 제조과정상 기계장치에 내재되어있는 구성부품의 품질 불량으로 인하여 하나의 크랭크 핀에 대부분, 또는 모든 부하가 걸리게 될 경우 불량품과 관련된 기계장치 링크에 과부하가 전달되어 높은 응력을 받게 된다.

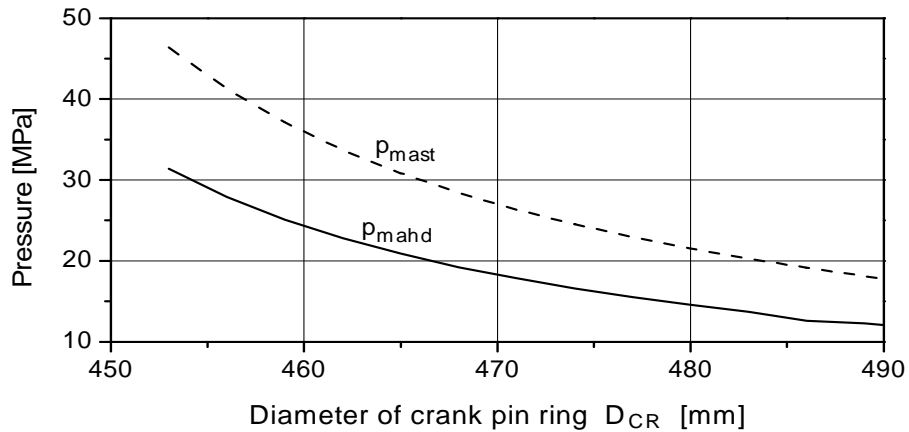
가변피치 프로펠러에 균등부하를 부가한다는 것은 프로펠러블레이드의 모든 크랭크 핀에 균등부하를 부가하는 것을 의미하며, 이것은 피스톤과 함께 모든 크랭크 핀이 일체로 자동적으로 균등하게 조립될 수 있는 기능을 갖는 블레이드의 크랭크 선회장치를 가지고 있어야한다. 허브의 구조적 특성에 따라 많은 부품과 피스톤작동기의 자동배치에 의한 연결, 그리고 4개 또는 그 이상의 블레이드를 설치할 수 있는 프로펠러에 대하여 크랭크 핀에 균등부하를 제공할 수 있도록 하고 있다. 널리 보급된 구조의 원칙적인 기능은 피스톤작동부분과 크랭크 핀의 취외, 취부의 용이성 그리고 기본적으로 제조과정상의 불량품에 의한 느슨함의 교정 및 보상, 그리고 모든 크랭크 핀에 균등 부하를 부가할 수 있는 제반 사항들에 대하여 블레이드의 크랭크 선회장치가 간결하게 될 수 있는 가변피치 프로펠러를 제공할 수 있어야한다. 일반적으로 모든 설계자들의 목표는 크랭크 링과 블레이드 선회장치의 자동 조절 기능, 가공불량에 따른 보상, 설치의 용이성 그리고 모든 크랭크 핀에 균등한 부하가 걸릴 수 있도록 설계하는데 목표를 두고 있다.

한편 수정을 간편하게 하기위하여 가변피치 프로펠러 내에 복수의 shim) 또는 스페이서(spacer), 둥근 와셔 등을 이용한다. 그러한 조절용 구성부품들은 기계장치 마손의 보상을 위하여 단순하고 쉽게 조절할 수 있어야한다. 이러한 기계장치는 여러 개의 블레이드를 갖고 있더라도 기존에 알려진 가변피치 프로펠러 부품수보다 적은 수의 블레이드 선회 장치와 실용적이고 내구성이 뛰어난 구조를 가져야하고 제조과정상 단순하면서도 저렴한 것을 이용할 수 있어야한다. 이러한 경우, 피스톤 로드와 크로스헤드는 조절용의 별도 구성부품이나 피스톤의 과도한 응력 없이 동일하지 않은 크랭크 핀의 길이에 대하여 본질적으로 자동보정이 되어야 한다.

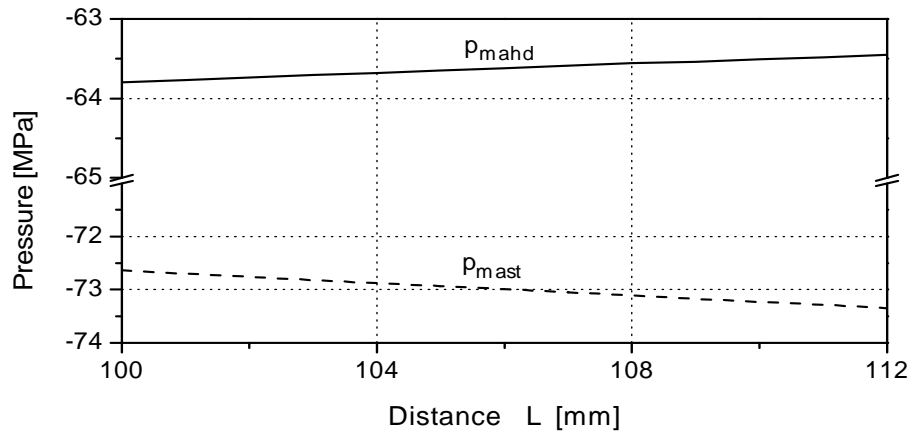
작동 피스톤의 힘은 베어링부하에 큰 영향을 주며, 이것은 최대 전진동력상태

( $F_{cahd}$ ) 또는 최대전진동력상태에서 블레이드의 후진 선회( $F_{cast}$ )시에 크랭크 핀을 통하여 전달된다. 이상의 두 가지 상태 하에서 그 힘은 거리  $l_{CP} - l_{CR}$  에 의하여 모멘트를 일으킨다. 최대 전진동력 상태에서, 피스톤 힘은  $z$  축  $M_{zast}$  에 대하여 전도 모멘트를 증가시키고 블레이드를 후진으로 작동하기 시작할 때 베어링의 후미 상부 쪽과 전부 아래쪽의 압력 부하를 증가 시킨다. 최대 전진동력 상태에서, 피스톤 힘은  $z$  축  $M_{zahd}$  에 대하여 전도모멘트를 감소시키고 베어링의 후미 상부 쪽과 전부 아래쪽의 압력부하를 감소시킨다. 크랭크 핀과 베어링의 중간단면 사이의 거리  $L = l_{CP} - l_{CR}$  는 설계시 크랭크핀 링과 허브의 두께로 인하여 그의 변경은 제한되기 때문에 큰 영향은 주지 않는다.

**Fig. 2.14** 는 크랭크핀 링의 직경( $D_{CR}$ )에 따른 컬러베어링의 원주 상에 미치는 최대 전도 모멘트의 압력변화를 보여주고 있으며, **Fig. 2.15** 는 거리  $L$  이 최대 전진동력상태에서 베어링에 미치는 전도 모멘트로부터 압력의 절대값이 감소하고 최대 전진동력상태에서 블레이드가 후진으로 작동하기 시작할 경우 베어링에 미치는 전도 모멘트에 의하여 압력의 절대값은 증가한다는 것을 보여준다.



**Fig. 2.14** Diagram of pressure variation  $p_{mahd}$  and  $p_{mast}$  on collar bearing circumference dependent on crank pin ring diameter  $D_{CR}$



**Fig. 2.15** Diagram of pressure variation  $p_{mahd}$  and  $p_{mast}$  on collar bearing circumference dependent on distance  $L = l_{CP} - l_{CR}$

프로펠러에 미치는 부하를 판단하기 위하여, 또한 피치 변동기구는 크랭크 핀 링과 관련 부품을 고려하고 기계 구성부품에 미치는 부하 분포를 정의하는데 중요하며, 내구성과 마찰부품의 마모성을 고려하는데 중요하다. 그리고 피스톤 두께는 높은 작동 유압에 대하여 잘 견딜 수 있는 두께를 선정하여야하고 더 나아가서 크로스헤드와 피스톤은 적은 힘이 피스톤에 가하여지더라도 쉽게 움직일 수 있도록 선정되어야한다.

이와 같이 피스톤 자체는 별도의 추가적인 조절수단의 도움 없이 본질적으로 일정한 부하를 크로스헤드에 연결시킨다. 블레이드 선회를 위한 크로스헤드와 크랭크 링의 선회반경 변화에 대한 보상은 슬라이딩블록을 통하여 구현할 수 있으며, 이것은 연결부품이 다소 마모되더라도 크랭크 핀과 각종 연결장치에 균등 부하를 유지할 수 있도록 하여준다.

피스톤에서 전달장치를 통하여 베어링 링에 미치는 마찰력을 구하기 위하여 먼저 전, 후진 베어링 링에 미치는 압력을 구하면 다음과 같다.

(3) 최대 전진상태에서의 압력변화는

$$p_{mahd} = \frac{M_{rahd} D_{CR}}{2I} \quad (2.21)$$

(4) 최대 전진상태에서 블레이드 후진으로 시작시 압력변화는

$$p_{mast} = \frac{M_{rast} D_{CR}}{2I} \quad (2.22)$$

위에서 살펴본 바와 같이 같이 베어링 표면에 미치는 압력은 베어링 원주를 따라 다양하게 나타나며, 총 힘은 적분을 통하여 구할 수 있다. 마찰부하의 수정계수는 최대 전진동력 상태에서 원심압력과 전도모멘트에 의한 압력의 상호작용에 의한 것이며 다음과 같이 구한다.

(5) 최대 전진상태에서의 수정계수는

$$\left. \begin{aligned} p_c < p_{mahd} : \quad C_{Mhd} &= 1 + 0.2323 \times \frac{p_c}{p_{mahd}} - 0.05 \times \left( \frac{p_c}{p_{mahd}} \right)^2 + 0.6 \times \left( \frac{p_c}{p_{mahd}} \right)^3 \\ p_c > p_{mahd} : \quad C_{Mhd} &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

(6) 최대 전진상태에서 블레이드가 후진으로 움직이기 시작할 때 수정계수는

$$\left. \begin{aligned} p_c < p_{mast} : \quad C_{Mhd} &= 1 + 0.2323 \times \frac{p_c}{p_{mast}} - 0.05 \times \left( \frac{p_c}{p_{mast}} \right)^2 + 0.6 \times \left( \frac{p_c}{p_{mast}} \right)^3 \\ p_c > p_{mast} : \quad C_{Mhd} &= 1 \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

최소변위를 갖는 베어링을 지지하는 구성부품과 블레이드에 미치는 부하를 지지하기 위하여 베어링은 프로펠러 허브에 견고하게 고정되어야 하며 블레이드 선회운동을 위하여 허용간극이 충분해야 한다. 블레이드 움직임에 대해 블레이드는 허브 몸체 내부의 베어링에 의해 지지된다. 마찰 토크는 어떠한 피치 움직임에 대해서도 항상 저항을 가진다. 마찰 모멘트가 다른 두 모멘트의 합성력보

다 적다면 서보모터가 반대로 움직이지 않는 한 블레이드에는 피치 변화가 발생할 것이다. 유압 서보모터의 성능과 유압시스템 펌프의 작용범위를 정하기 위하여 피치비 또는 피치각에 따라 컬러 베어링에 미치는 마찰력을 고려해야만 한다.

(7) 선박이 전진하는 동안 베어링 링에 발생하는 전진마찰력은 합성력  $F_{yc}$ , 전도모멘트  $M_x(M_{zahd})$ , 그리고 베어링 상부 표면의 적분에 의한 압력  $p$  (**Fig. 2.13**)와 마찰계수  $\mu$ (일정)로부터 다음과 같이 구한다.

①  $x$  축에 대한 전진마찰력은,

$$F_{xfahd} = \int_{\frac{D_{BR}}{2}}^{\frac{D_{CR}}{2}} \int_0^{2\pi} \left( 0 - \mu C_{Mahd} \times \left| \frac{F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o}{A} + \frac{r M_x \sin \Theta}{I} + \frac{r M_{zahd} \cos \Theta}{I} \right| \times r \sin \Theta \right) d\Theta dr \quad (2.25)$$

②  $z$  축에 대한 전진마찰력은,

$$F_{zfahd} = \int_{\frac{D_{BR}}{2}}^{\frac{D_{CR}}{2}} \int_0^{2\pi} \left( 0 - \mu C_{Mahd} \times \left| \frac{F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o}{A} + \frac{r M_x \sin \Theta}{I} + \frac{r M_{zahd} \cos \Theta}{I} \right| \times r \cos \Theta \right) d\Theta dr \quad (2.26)$$

(8) 선박이 전진방향으로 피칭하는 동안 블레이드 플랜지에 발생하는 전진베어링 마찰 토크는 합성력  $F_{yc}$ , 전도모멘트  $M_x(M_{zahd})$ , 적분에 의하여 베어링 상부표면 압력  $p$  (**Fig. 2.13**), 마찰계수  $\mu$ (일정)와 반경  $r$ 로부터 다음과 같이 구한다.

$$T_{fahd} = \int_{\frac{D_{CR}}{2}}^{\frac{D_{BR}}{2}} \int_0^{2\pi} \left( 0 - \mu C_{Mahd} \times \left| \frac{F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o}{A} + \frac{r M_x \sin \Theta}{I} + \frac{r M_{zahd} \cos \Theta}{I} \right| \times r^2 \right) d\Theta dr \quad (2.27)$$



(9) 블레이드가 후진방향으로 선회하는 동안 베어링 링에 발생하는 후진 베어링 링의 마찰력은 합성력  $F_{yc}$ , 베어링 상부표면 적분에 의한 압력  $p$  (**Fig. 2.13**)와 전도모멘트  $M_x(M_{zast})$ , 그리고 마찰계수  $\mu$ (일정)를 가지고 구하면 다음과 같다.

①  $x$  축에 대한 후진베어링 링의 마찰력은,

$$F_{xfast} = \int_{\frac{D_{CR}}{2}}^{\frac{D_{RR}}{2}} \int_0^{2\pi} \left( 0 - \mu C_{Mahd} \times \left| \frac{F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o}{A} + \frac{r M_x \sin \Theta}{I} + \frac{r M_{zast} \cos \Theta}{I} \right| \times r \sin \Theta \right) d\Theta dr \quad (2.28)$$

②  $z$  축에 대한 후진 베어링 링의 마찰력은,

$$F_{zfast} = \int_{\frac{D_{CR}}{2}}^{\frac{D_{RR}}{2}} \int_0^{2\pi} \left( 0 - \mu C_{Mast} \times \left| \frac{F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o}{A} + \frac{r M_x \sin \Theta}{I} + \frac{r M_{zast} \cos \Theta}{I} \right| \times r \cos \Theta \right) d\Theta dr \quad (2.29)$$

(10) 선박이 후진방향으로 피치를 설정하는 동안 블레이드 플랜지에 전달되는 후진베어링 링의 마찰 토크는 적분에 의한 베어링상부 표면 압력  $p$  (**Fig. 2.13**), 마찰계수  $\mu$ (일정)와 반경  $r$ 로부터 다음과 같이 계산한다.

$$T_{fast} = \int_{\frac{D_{CR}}{2}}^{\frac{D_{RR}}{2}} \int_0^{2\pi} \left( 0 - \mu C_{Mast} \times \left| \frac{F_{yc} + \frac{\pi D_{CR}^2}{4} \times p_o}{A} + \frac{r M_x \sin \Theta}{I} + \frac{r M_{zast} \cos \Theta}{I} \right| \times r^2 \right) d\Theta dr \quad (2.30)$$

(11) 전진 모드에서 베어링 링에 미치는  $x$  방향의 최대 반경방향 힘의 합계는 추력  $T$ , 크랭크 핀을 통한 크로스헤드로부터의 힘  $F_{CRahd}$ 와 베어링 링의 마찰력

$F_{xfahd}$ 의 합성력이다. 즉,

$$F_{CPxahd} = T + F_{CRahd} + F_{xfahd} \quad (2.31)$$

상기 식에 의하면, 크로스 헤드로부터의 힘  $F_{CRahd}$ 는 반경방향 힘의 영향을 지배받는다.

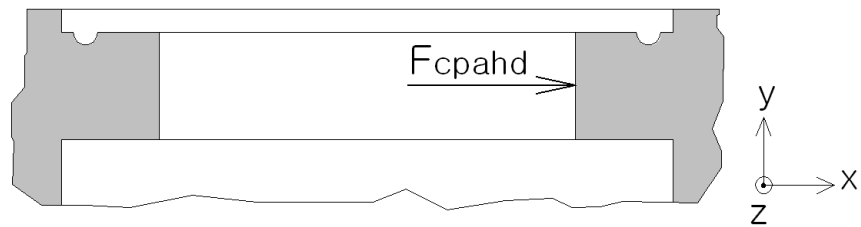
(12) 전진모드에서 베어링 링에 미치는  $z$  방향의 최대 반경방향 힘의 합계는 추력  $T$ , 크랭크 핀을 통한 크로스 헤드로부터의 힘  $F_{zc}$ 와 베어링 링의 마찰력  $F_{zfahd}$ 의 합성력이다. 즉,

$$F_{CPzahd} = \frac{2Q}{0.7D} + F_{zc} + F_{zfahd} \quad (2.32)$$

(13) 전진모드에서 베어링 링에 미치는 최대 반경방향 합성력 합계 및 위치는 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_{CPahd} &= \sqrt{F_{CPxahd}^2 + F_{CPzahd}^2} \\ \beta_{ahd} &= \sin^{-1} \left\{ \frac{0 - F_{CPzahd}}{F_{CPahd}} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2.33)$$

**Fig. 2.16**은 전진모드에서 베어링 링에 미치는 최대 반경방향 합성력의 위치를 보여주고 있다.



**Fig. 2.16** Location of the total maximum summarized radial forces on the bearing ring in the ahead mode

(14) 후진 회전모드에서 베어링 링에 미치는  $x$  방향의 최대 반경방향 힘의 합계는 추력  $T$ , 크랭크 핀을 통한 크로스헤드로부터의 힘  $F_{CRast}$  과 베어링 링의 마찰력  $F_{xfast}$  의 합성력이다. 즉,

$$F_{CPrast} = T + F_{CRast} + F_{xfast} \quad (2.34)$$

(15) 후진 선회모드에서 베어링 링에 미치는  $z$  방향의 최대 반경방향 힘의 합계는 추력  $T$ , 크랭크 핀을 통한 크로스헤드로부터의 힘  $F_{zc}$  와 베어링 링의 마찰력  $F_{zfast}$  의 합성력이다. 즉,

$$F_{CPzast} = \frac{2Q}{0.7D} + F_{zc} + F_{zfast} \quad (2.35)$$

(16) 후진 선회모드에서 베어링 링에 미치는 최대 반경방향 합성력 합계 및 는 위치는 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_{CPast} &= \sqrt{F_{CPrast}^2 + F_{CPzast}^2} \\ \beta_{ast} &= \sin^{-1} \left\{ \frac{0 - F_{CPzast}}{F_{CPast}} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2.36)$$

따라서 **Fig. 2.17** 은 후진 선회모드 시 베어링 링에 미치는 반경방향 최대 합성력의 위치를 보여주고 있다.



**Fig. 2.17** Location of the total maximum summarized radial forces on the bearing ring in the astern turning mode

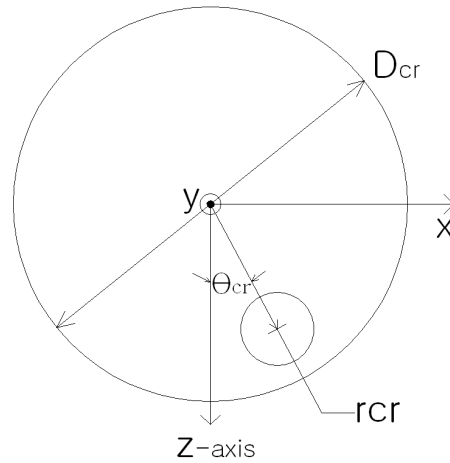
(18) 전진방향에서 블레이드 피치에 발생하는 가장 심한 상태의 토크는

$$Q_{Sahd} = 0 - Q_{SH} - Q_{SC} - T_{fahd} + \mu \left| F_{CRahd} \right| \frac{D_{CP}}{2} + r_{CR} \sin \theta_{CR} \mu \left| F_{CRahd} \right| \quad (2.37)$$

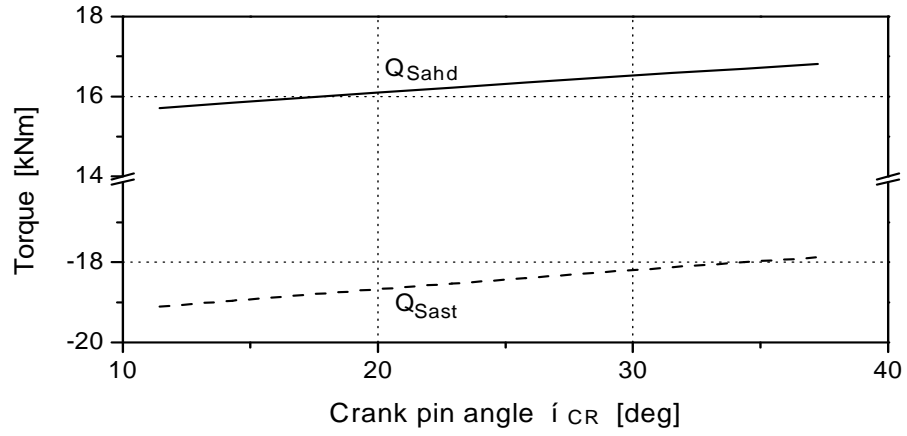
(19) 후진방향에서 블레이드 피치에 발생하는 가장 심한 상태의 토크는

$$Q_{Sast} = 0 - Q_{SH} - Q_{SC} - T_{fast} + \mu \left| F_{CRast} \right| \frac{D_{CP}}{2} - \mu r_{CR} \sin \theta_{CR} \left| F_{CRast} \right| \quad (2.38)$$

(20) 식(2.37)과 (2.38)에 의하면, 기하학적도형과 힘의 변수들 사이의 상호관계는 고정된 크기의 프로펠러 허브 내에서 블레이드 피치에 대한 토크 증감으로 그다지 중대한 영향을 받지 않는다. 예를 들면,  $36.4^\circ \sim 13.5^\circ$  범위 내에서 **Fig. 2.18**의 각  $\theta_{CR}$ 의 변화는  $25.0^\circ$  범위에서 전진토크  $Q_{Sahd}$ 는 6%, 후진토크  $Q_{Sast}$ 는 6.3% 감소한다. 이러한 상황의 주된 이유는 최대전진 상태에서 블레이드 회전을 위한 최소토크 각  $\theta_{CR}$ 을 선택하기 때문이다. **Fig. 2.19**는 이상의 각  $\theta_{CR}$  변화에 따른 블레이드 피치에 미치는 토크 영향이 그다지 크지 않음을 보여주고 있다.

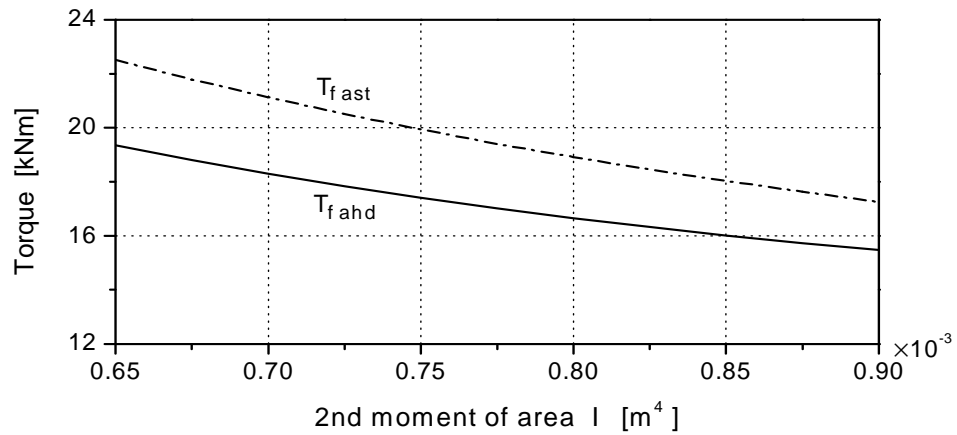


**Fig. 2.18** Crank pin position fixed by angle  $\theta_{CR}$



*Fig. 2.19 Response of torques to pitch blade according to equations (2.37) and (2.38) in dependency of angle  $\theta_{CR}$  variation*

(21) **Fig. 2.20** 은 베어링 접촉표면의 단면 2차 관성모멘트와 블레이드피치에 미치는 토크를 비교한 것이다.



*Fig. 2.20 Comparative dependency torque to pitch of the blade from area moment of inertia of the bearing contact surface*

그 결과에 의하면 베어링 접촉 표면의 단면 2차 관성모멘트가 28 % 변화하는 동안 최대 전진상태에서 블레이드 피치에 미치는 토크  $T_{fahd}$  는 22%로 감소되고, 최대전진상태에서 블레이드가 후진으로 회전할 때 블레이드 피치에 미치는 토크  $T_{fast}$  는 18%로 감소된다. 이상의 전, 후진상태에서의 블레이드 피치에 작용하는 토크를 감소시키기 위한 기하학적 개선은 허브 몸체의 구조적 한계와 더불어 제한을 받는다.

① 최대 전진상태에서, 크랭크 핀은 초기 가설로 설정된 힘  $F_{CRahd}$  와 비교하여 힘  $A_{CRahd}$  로 수정한다.

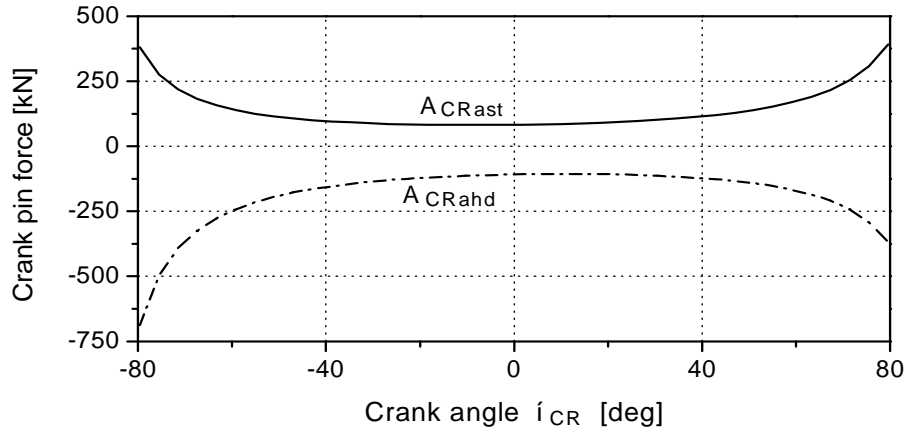
$$A_{CRahd} = \frac{Q_{Sahd}}{r_{CR} c(\theta_{CR})} \quad (2.39)$$

② 후진상태의 크랭크 핀은 초기 가설로 설정된 힘  $F_{CRast}$  와 비교하여 힘  $A_{CRast}$  로 수정한다.

$$A_{CRast} = \frac{Q_{Sast}}{r_{CR} c(\theta_{CR})} \quad (2.40)$$

이 때 최대 크랭크 핀 힘  $A_{CR}$  은 최대전진상태에서 블레이드가 후진으로 선회할 때 나타난다. 그리고 **Fig. 2.20a** 의  $\theta_{CR}$  에 대한 크랭크 핀에 미치는 힘을 구하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} A_{CRast} &= \frac{0 - Q_{SH} - Q_{SC} - T_{fahd} + \mu \left| F_{CRahd} \right| \frac{D_{CP}}{2} + \mu r_{CR} \sin \theta_{CR} \left| F_{CRahd} \right|}{r_{CR} \cos \theta_{CR}} \\ A_{CRahd} &= \frac{0 - Q_{SH} - Q_{SC} - T_{fast} + \mu \left| F_{CRast} \right| \frac{D_{CP}}{2} + \mu r_{CR} \sin \theta_{CR} \left| F_{CRast} \right|}{r_{CR} \cos \theta_{CR}} \end{aligned} \right\} \quad (2.41)$$



**Fig. 2.20a** Ahead crank pin force  $A_{CRahd}$  astern crank pin force  $A_{CRast}$  dependent on angle crank position  $\theta_{CR}$  without power and rpm variations

**Fig. 2.20a** 는 크랭크 핀의 각 위치 내에서 전, 후진방향 힘은 피치각 0에서 최소값을 가지며, 그것은 블레이드 피치가 최대동력 하에서 전진 또는 전진에서 블레이드 후진 선회로 변경하는데 충분한 크랭크 핀의 각을 가지는 유리한 위치에 있다는 것을 의미한다. 그 위치 내에서는 오랜 시간동안 블레이드 피치를 고정상태로 유지하는데 유리하다. 한편 힘  $A_{CRahd}$  및  $A_{CRast}$ 의 변화범위는 크랭크 핀 각  $\theta_{CR}$ 이 충분한 운전범위의 각을 가지며, 이 때 작용하는 힘은 근소하게 0 피치 영역으로 적어지게 된다. 그러한 각 범위는 블레이드 피치 변화를 주기위해서는 유리하다. 그리고 허브에 부착된 프로펠러 블레이드 각각의 개선된 베어링은 문고리 모양을 한 단일화된 모양의 베어링과 크랭크 핀 링을 포함하고 있으며, 외관상 어떠한 표면도 거칠지 않아야 하고 내면에는 방사상 간극을 가지고 있어야 하며 기하학적 도형치수는 최적화 되어야만 한다.

## 2.4 블레이드 볼트의 설계 및 해석

### 2.4.1 블레이드 볼트의 특성

블레이드 플랜지 접합부의 계산은 연결 볼트들의 정적상태와 동적 부하에 기초를 두며 정적상태에서의 강도는 연결부위의 항복응력에 대한 안전계수적용으로 결정된다. 일반적으로 볼트는 최소 단면적과 소재에 따라 어떤 고정부하를 흡수할 수 있도록 되어있다는 것은 이미 잘 알려진 사실이다. 또한 사전에 힘을 받고 있는 볼트는 그러하지 않은 볼트보다 주기적인 부하에 대하여 더욱 취약해진다. 한편 더욱 유연하고 보다 긴 볼트는 주기적인 부하에 대하여 더욱 강하게 견딘다. 블레이드의 플랜지와 크랭크 핀의 연결은 집단적인 다웰(dowel) 연결로 되어있다. 그러한 경우 응력에 대한 판단은 볼트에 가해진 힘으로 결정된다.

볼트 그룹에 미치는 부하에 의하여 각 볼트는 식(2.9)~(2.13)과 같이 상이한 부하방향에 따라 각각 다른 부하를 가지게 된다. 블레이드 플랜지 및 크랭크 핀 링 양쪽모두 높은 수준의 강성을 가지고 있으며, 볼트의 예비 조임은 변형이 일어나지 않고, 합성 전도 모멘트  $M_r$ 은 존재하지 않으며, 크랭크 핀 링에 대하여 플랜지 백업회전판과의 연결부분 변형은 거의 일어나지 않는다. 전도 모멘트는 플랜지 모서리를 통하여 블레이드를 회전시키고자한다.

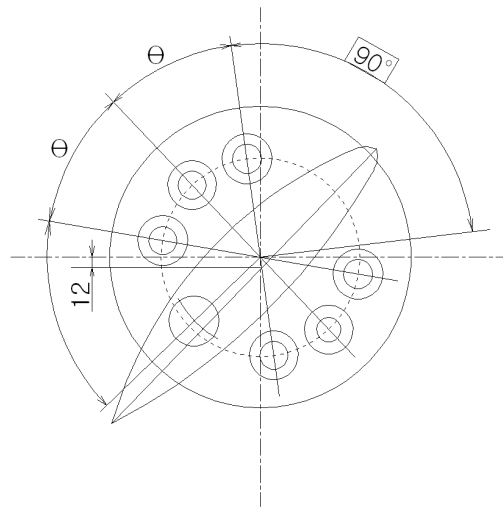
블레이드 플랜지의 강성은 블레이드 소재의 탄성계수가 매우 높기는 하지만 크랭크 핀 링과 볼트 소재와 비교하여 1/2 이하 즉, 2 배 이상 적은 것이다. 그러한 경우 블레이드 플랜지가 부하를 받고 있는 동안 다른 한쪽의 연결부분은 유연성을 가지게 된다. 왜냐하면, 플랜지와 크랭크 링의 접촉면은 계산결과에 따르면 높은 압력으로 조여져야 하며, 이때 어떠한 표면 거칠기도 소성변형을 피하기 위하여 없어야만 한다. 블레이드 플랜지의 높은 유연성은 나사산을 따라 균등한 부하분포를 만들어주며 볼트 연결부의 피로에 견디는 능력을 증가시킨다.

플랜지 볼트 전단력을 예측하기 위하여, 크랭크 링 평면상 중첩되는 부분과 블레이드 플랜지에 미치는 전단부하 및 뒤틀림 부하는 아래에 열거된 사항들의 적용에 의하여 예측된다. 즉, 블레이드 피치가 변화하는 동안 볼트에 미치는 부하는 변하게 되며 강도예측을 위한 재분배 상태는 신중하게 다루어야한다. 이



경우 최대 전진상태 또는 최대전진상태에서 블레이드 후진시작 시 미치는 부하를 수용할 수 있어야한다. 즉, 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에서의  $x$  방향 마찰 전단력  $F_{dfx}$ , 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에서의  $z$  방향 마찰 전단력  $F_{dfz}$ , 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에서의  $x$  방향 합성 전단력  $F_{dx}$ , 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에서의  $z$  방향 합성 전단력  $F_{dz}$  등이 있으며, 이와 같이 다음에 열거한 부하는 분석적인 계산을 위해서 중요하다.

이들은 허브에 미치는 반경방향 블레이드 부하  $F_y$ , 최대 전도 모멘트  $M_{rmax}$ ,  $x$  축(반시계방향)으로부터 전도 모멘트 벡터 각  $a$ ,  $x$  축(반시계방향)으로부터 베어링 링 힘의 벡터 각  $b$ , 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에서 최대 스핀들 토크  $Q_{SD}$ , 크랭크 핀에 미치는 최대 힘  $A_{CR}$ , 블레이드 하나에 미치는 축 토크  $Q$ , 원심 부하에 의한 베어링 링 압력  $p_c$  등이다.



**Fig. 2.21** Location of the blade bolts for the connection between blade flange and crank ring

앞서 언급한 부하목록에 추가하여 그 다음의 상호작용 부하는 다음과 같다. 즉, 베어링 링 축 방향 최대 부하  $F_{CP}$ , 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에서의 최대 전단력  $F_d$ , 피스톤에 미치는 최대 힘  $F_p$ , 방출압력(relief pressure)  $p_r$ , 블레이드 하나에 미치는 추력  $T$ , 전도모멘트에 의한 베어링 링의 최대압력  $p_{\max}$  등이다.

#### 2.4.2 최대부하 시 블레이드 볼트의 구조응답

1) 최대 전진동력 상태에서 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에 있어서  $x$  축 방향 및  $z$  축 방향에 대한 최대 전단력은 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_{dfxahd} &= \frac{0 - T_{fahd}}{D_{CR}} \times \sin\left(\alpha_{ahd} - \frac{\pi}{2}\right) \\ F_{dfzahd} &= \frac{0 - T_{fahd}}{D_{CR}} \times \cos\left(\alpha_{ahd} - \frac{\pi}{2}\right) \end{aligned} \right\} \quad (2.42)$$

2) 최대 전진동력 상태에서 블레이드가 후진동작을 시작할 때 블레이드 플랜지와 크랭크 링 평면에 있어서  $x$  축 방향 및  $z$  축 방향에 대한 최대 전단력은 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_{dfxast} &= \frac{0 - T_{fast}}{D_{CR}} \times \sin\left(\alpha_* - \frac{\pi}{2}\right) \\ F_{dfzast} &= \frac{0 - T_{fast}}{D_{CR}} \times \cos\left(\alpha_* - \frac{\pi}{2}\right) \end{aligned} \right\} \quad (2.43)$$

3) 전진 모드에서 전단평면내 추력을 포함한 힘의 합은  $x$  축 방향 및  $z$  축 방향에 대해 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_{dxahd} &= T + F_{dfxahd} \\ F_{dzahd} &= \frac{2Q}{0.7D} + F_{zc} + F_{dfzahd} \end{aligned} \right\} \quad (2.44)$$

4) 전진모드에서 전단평면 내 추력을 포함한 총 힘의 합성력은

$$F_{dahd} = \sqrt{F_{dxa hd}^2 + F_{dza hd}^2} \quad (2.45)$$

5) 합성력  $F_{dahd}$  와  $x$  축 사이 각(위치)

$$\beta_{dahd} = \sin^{-1} \left( \frac{0 - F_{dza hd}}{F_{dahd}} \right) \quad (2.46)$$

6) 후진모드로 시작 시 전단평면내 힘의 합은  $x$  축 방향 및  $z$  축 방향에 대해 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_{dxa st} &= T + F_{dfa st} \\ F_{dza st} &= \frac{2Q}{0.7D} + F_{zc} + F_{dfa st} \end{aligned} \right\} \quad (2.47)$$

7) 후진모드로 시작할 때 전단평면 내 총 힘의 합성력은

$$F_{dast} = \sqrt{F_{dxa st}^2 + F_{dza st}^2} \quad (2.48)$$

합성력  $F_{dast}$  와  $x$  축 사이의 각(위치)은

$$\beta_{dast} = \sin^{-1} \left( \frac{0 - F_{dza st}}{F_{dast}} \right) \quad (2.49)$$

8) 블레이드 피치 전진 방향에서 요구되는 볼트 평면에서의 가장 심한 상태의 토크는

$$Q_{SDahd} = 0 - Q_{SH} - Q_{SC} - \frac{T_{fahd}}{2} \quad (2.50)$$

9) 블레이드 피치 후진 방향에서 요구되는 볼트 평면에서의 가장 심한 상태의 토크는

$$Q_{SDast} = 0 - Q_{SH} - Q_{SC} - \frac{T_{fast}}{2} \quad (2.51)$$

10) 전진과 후진압력은 각각 식 (2.52) 및 식 (2.53)과 같다.

$$\left. \begin{aligned} A_{CRahd} > 0 & : p_{ahd} = \frac{4nA_{CRahd}}{\pi D_P^2} \\ A_{CRahd} < 0 & : p_{ahd} = \frac{4nA_{CRahd}}{\pi (D_P^2 - D_{pr}^2)} \end{aligned} \right\} \quad (2.52)$$

$$\left. \begin{aligned} A_{CRast} > 0 & : p_{ast} = \frac{4nA_{CRast}}{\pi D_P^2} \\ A_{CRast} < 0 & : p_{ast} = \frac{4nA_{CRast}}{\pi (D_P^2 - D_{pr}^2)} \end{aligned} \right\} \quad (2.53)$$

여기서,  $A_{CRahd} = \frac{Q_{Sahd}}{r_{CR} \cos \theta_{CR}}$  및  $A_{CRast} = \frac{Q_{Sast}}{r_{CR} \cos \theta_{CR}}$  이다. 그리고 베어링에 미치는 최대 총 압력은

$$P_t = P_c + P_m \quad (2.54)$$

### 2.4.3 블레이드 볼트와 크랭크 핀 응력에 대한 검토

1) 볼트관련 일반적 정의 및 입력자료

$D_{bc}$  : 볼트 원주 직경 [m]

$d_{shank}$  : 볼트 집합부 [m]

$d_{bore}$  : 볼트 직경 [m]

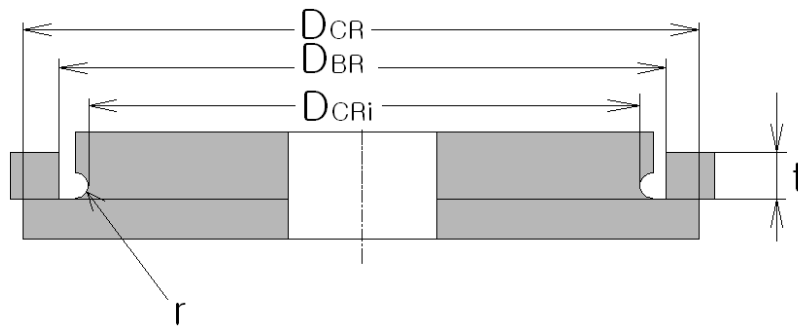
$n$  : 볼트 수

$k$  : 응력집중계수 ( 3 : 롤 가공나사, 4 : 절삭 가공나사)

$\theta$  : 볼트 간격의 각 [deg]

크랭크 링의 기하학적 입력변수는 소재 성능에 기초한 구조적 특성으로 정의하는데 각각 다음과 같다 (**Fig. 2.22** 참조).

- $D_{CRi}$  : 링의 하부 허리 부 직경
- $D_{CR}$  : 베어링 링의 외경
- $D_{BR}$  : 베어링 링의 내경
- $t$  : 크랭크 링의 강도와 강성을 고려한 링의 입술부 두께
- $r$  : 링의 하부 허리 부의 반경
- $k$  : 크랭크 링의 응력집중계수



**Fig. 2.22** Main design parameter of crank ring

크랭크 링의 주된 부하는

- $F_y$  : 블레이드에 수직으로 미치는 힘
- $P_c$  : 원심력에 의한 베어링 압력
- $P_m$  : 전도모멘트에 의한 압력
- $P_t$  : 베어링 최대 총 압력
- $\sigma_{ps}$  : 예압상태의 볼트응력

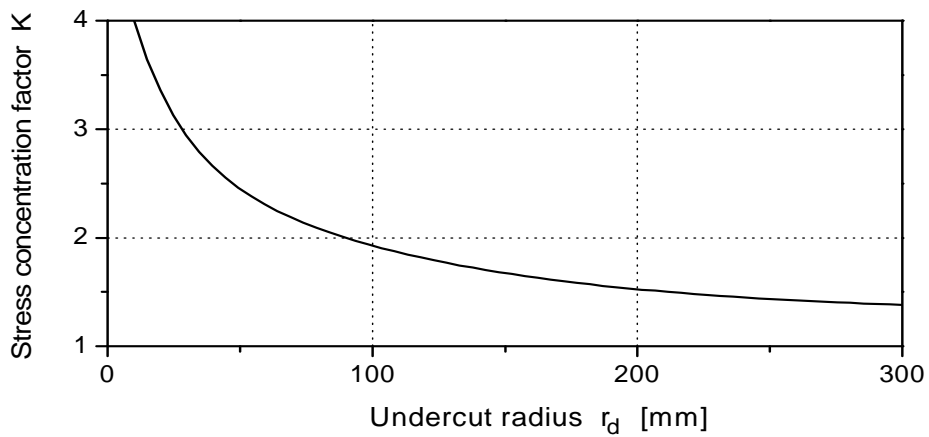
$z$  축(반시계방향)으로부터 벡터 각  $a$  모멘트는 합성부하 적용의 방향으로 정의한다. 주 소재의 성능자료는

$S_y$  : 항복강도  
 $S_u$  : 극한강도  
 $E$  : 탄성계수  
 $\nu$  : 포아송 비  
 $e$  : 연신율 [%]  
 $S_{CF}$  : 응력집중계수

크랭크 링의 허리 부 가공에 의한 응력집중은 허리 부 가공 반경과 크랭크 링 입술 부 두께 비에 기초한다. 즉, 볼트 굽힘에 대한 응력집중계수는

$$k_{CR} = f\left(v_s, r_d, K, \frac{r}{t}\right)$$

의 함수이다. **Fig. 2.23** 은 볼트 언드컷트(undercut) 부위의 가공반경에 대한 응력집중계수를 보여주고 있다.



**Fig. 2.23** Stress concentration factor dependent on bolt undercut radius

## 2) 볼트 특성의 계산

$a$  : 전도모멘트 벡터 각 [deg]

$y$  : 중립축으로부터 볼트 거리

: 볼트 단면계수

볼트단면계수  $S$ 는 다음과 같다.

$$S = \frac{\sum_{i=0}^{n-1} (y_i)^2}{\max(y) + \frac{d_{shank}}{2}} \quad (2.55)$$

여기서,  $y_i = (R_{bc} \sin(\frac{\pi}{180} \theta_i - \alpha))$ 이다. 볼트 예압에 기초한 면적은

$$A_b = \frac{\pi(d_{shank}^2 - d_{bore}^2)}{4} \quad (2.56)$$

블록계수의 값이 0.8 이하(3000톤급 선박=0.482)를 가지는 일반적인 쌍축 프로펠러 추진에 있어서는 추진기에 형성되는 유체역학적 속도는 무시할 수 있기 때문에 볼트의 구조강도해석은 허용응력과 비교하여 최대 부하상태의 볼트자체 응력계산으로도 충분히 안전하다. 이러한 경우 블레이드는 추력, 토크, 유체 역학적 스핀들 토크 및 원심력에 의하여 부하를 받게 되고 원심 스핀들 토크는 블레이드 위치와는 무관하며, 이때 블레이드피치는 고려하지 않는다. 그리고 앞서 열거한 힘의 계수들은 블레이드의 어떠한 위치에서도 일정하다고 가정한다.

나사산 전단계산을 위한 유효 볼트 힘  $F_b$  및 수직응력  $\sigma_b$ 는 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_b &= \frac{M_r}{S} + \frac{F_y}{n} \\ \sigma_b &= \frac{F_b}{A_b} \end{aligned} \right\} \quad (2.57)$$

플랜지가 크랭크 링으로부터 분리하지 않는다는 조건하에서는

- 접합접촉의 보증을 위한 최소 예압  $F_i$  (=최대 볼트 힘의 70 %)
- 볼트의 실제 예압  $F_{pl}$ 로부터,

$$F_i = 0.7F_b \quad (2.58)$$

3) 크랭크 링의 응력 평가

$R_i = R_{cri}$ ,  $R_o = R_{CR}$ ,  $R_b = R_{BR}$  에서 크랭크 링의 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_c = \frac{6k_{CR}P_tR_o^2}{t^2C_8} \times \left[ \frac{C_9}{2R_oR_i} (R_o^2 - R_b^2) - L_{17} \right] \quad (2.59)$$

여기서 각 상수는 다음과 같다.<sup>[18]</sup>

$$\begin{aligned} C_8 &= \frac{1}{2} \left[ 1 + \nu_{CR} + (1 - \nu_{CR}) \left( \frac{R_i}{R_o} \right)^2 \right] \\ C_9 &= \frac{R_i}{R_o} \left[ \frac{1 + \nu_{CR}}{2} \times \ln \left( \frac{R_o}{R_i} \right) + \frac{1 - \nu_{CR}}{4} \left\{ 1 - \left( \frac{R_i}{R_o} \right)^2 \right\} \right] \\ L_{17} &= \frac{1}{4} \left[ 1 - \frac{1 - \nu_{CR}}{4} \times \left\{ 1 - \left( \frac{R_b}{R_o} \right)^4 \right\} - \left( \frac{R_b}{R_o} \right)^2 \times \left\{ 1 + (1 + \nu_{CR}) \times \ln \left( \frac{R_o}{R_b} \right) \right\} \right] \end{aligned} \quad (2.60)$$

볼트는 접촉표면의 기울기에 의해 굽힘 모멘트를 받지 않으며, 볼트 중심선에 대한 나사산 중심선의 경사에 의하여 굽힘 부하를 갖지 않는다고 가정한다.

#### 2.4.4 블레이드 볼트의 나사산 전단에 대한 점검

1) 블레이드 볼트의 기하학적 도형과 소재 특성 (**Fig. 2.24** 참조)

(1) 기하학적 특성

$D$ : 나사산 직경,  $n$ :미터 당 나사산의 수,  $L_e$ :볼트의 나사산 길이

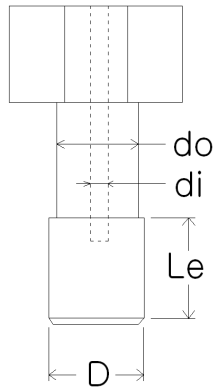


(2) 소재 특성

$S_y$  : 항복강도,  $S_u$  : 극한강도,  $E$  : 탄성계수,  $\nu$  : 포아송 비,  $e$  : 연신율

(3) 부하 계산

$F$  : 블레이드 볼트의 인장력(볼트 응력계산으로부터)



**Fig. 2.24 Main bolt dimensions**

2) 블레이드 볼트의 기하학적 성능

피치 직경과 볼트 힘은 나사산 전단결정을 위하여 필요하며, 피치 직경은 다음과 같이 결정된다.<sup>[16]</sup>

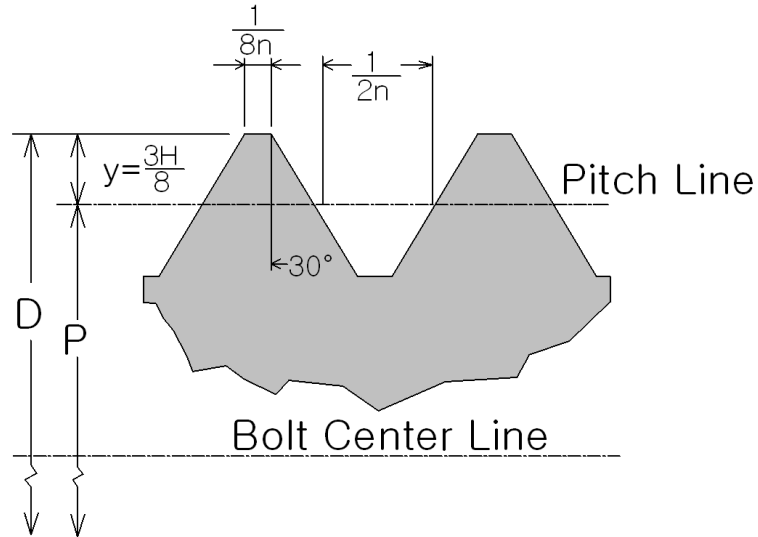
$$P = 0.99D - 2y \quad (2.61)$$

여기서,  $y = \frac{\frac{1}{n} - \frac{1}{2n} - \frac{1}{8n}}{2 \tan \frac{\pi}{6}}$  이고 (**Fig. 2.25** 참조), 공칭직경  $D$  는 최소직경

으로 조절하기 위하여 계수 0.99 를 곱한다. 나사산 전단응력은 다음과 같다.

$$\tau_{thrd} = \frac{F}{A_s} \quad (2.62)$$

여기서  $A_s = \pi P E_{ff} L_e$  이다.

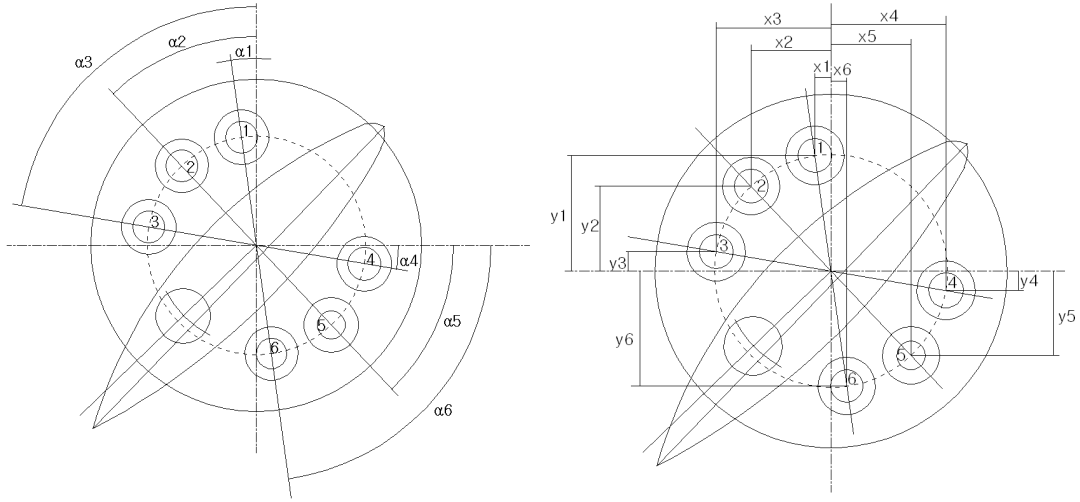


**Fig. 2.25** Thread geometry performances

#### 2.4.5 블레이드 볼트의 부하분포

**Fig. 2.21** 에서 보는 바와 같이 플랜지 그림에 나타난 볼트들의 부하 및 응력을 추정하기 위하여 좌표계 내에서의 볼트위치를 고정위치로 이용하였다. **Fig. 2.26** 은 볼트 위치를 포함한 전형적인 블레이드플랜지 형태를 보여주고 있다.

- $\alpha_1$  : 1번 볼트의 위치 각(rad)
- $\alpha_2$  : 2번 볼트의 위치 각(rad)
- $\alpha_3$  : 3번 볼트의 위치 각(rad)
- $\alpha_4$  : 4번 볼트의 위치 각(rad)
- $\alpha_5$  : 5번 볼트의 위치 각(rad)
- $\alpha_6$  : 6번 볼트의 위치 각(rad)



**Fig. 2.26 Part of the flange map including bolts positions**

$x_1 = -r_b \sin \alpha_1$  : 1번 볼트의  $x$  좌표

$x_2 = -r_b \sin \alpha_2$  : 2번 볼트의  $x$  좌표

$x_3 = -r_b \sin \alpha_3$  : 3번 볼트의  $x$  좌표

$x_4 = r_b \cos \alpha_4$  : 4번 볼트의  $x$  좌표

$x_5 = r_b \cos \alpha_5$  : 5번 볼트의  $x$  좌표

$x_6 = r_b \cos \alpha_6$  : 6번 볼트의  $x$  좌표

$y_1 = r_b \cos \alpha_1$  : 1번 볼트의  $y$  좌표

$y_2 = r_b \cos \alpha_2$  : 2번 볼트의  $y$  좌표

$y_3 = r_b \cos \alpha_3$  : 3번 볼트의  $y$  좌표

$y_4 = -r_b \sin \alpha_4$  : 4번 볼트의  $y$  좌표

$y_5 = -r_b \sin \alpha_5$  : 5번 볼트의  $y$  좌표

$y_6 = -r_b \sin \alpha_6$  : 6번 볼트의  $y$  좌표

$x, y$  좌표값은 다음 식과 같다. 여기서  $\alpha_i : i$ 번 볼트의 위치 각이라고 할 때,

$i = 1, 2, 3$  이면,

$$i \text{ 번 볼트의 } x \text{ 좌표 : } x_i = -r_b \sin \alpha_i$$

$$i \text{ 번 볼트의 } y \text{ 좌표 : } y_i = r_b \cos \alpha_i$$

$i = 4, 5, 6$  이면,

$$i \text{ 번 볼트의 } x \text{ 좌표 : } x_i = r_b \cos \alpha_i$$

$$i \text{ 번 볼트의 } y \text{ 좌표 : } y_i = -r_b \sin \alpha_i$$

### 3) 볼트 순서별로 미치는 힘의 계산

(1) 전도모멘트  $M_x$  및  $M_{zahd}$  는 최대 전진동력 상태에서 식(2.9), (2.10)에 의거 하여 원심력을 포함하며, 각 볼트에 미치는 힘은 다음과 같다.<sup>[17]</sup>

$$\left. \begin{aligned} F_{yc} &= yW \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 + l_{CP} W_{CR} \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 \\ M_{zahd} &= 0 - \left( \frac{0.7D}{2} - l_{CP} \right) T + xF_{yc} + (l_{CP} - l_{CR}) F_{CRahd} \\ M_x &= \left( \frac{0.7D}{2} - l_{CP} \right) \frac{2Q}{0.7D} - zF_{yc} + (y - l_{CP}) F_{zc} \end{aligned} \right\} \quad (2.63)$$

그리고 볼트 순서별로 미치는 힘은 다음과 같다.

$$F_{bahi} = \frac{F_{yc}}{m} + \frac{x_i M_{zahd}}{\sum_n x_i^2} + \frac{y_i M_x}{\sum_n y_i^2} \quad (2.64)$$

프로펠러 블레이드는 선미에서 선수로 보아 시계방향으로 회전을 하고 있으며, 계산결과에 따르면 최대 전진동력 상태의 최대 인장력은 1번 볼트에 나타나 있다.

(2) 전도모멘트  $M_x$  및  $M_{zast}$  는 최대 전진동력에서 블레이드가 후진동작을 시작할 때 식 (2.9), (2.10)에 따라 계산하고, 이 때 원심력을 포함한다.

$$F_{basi} = \frac{F_{yc}}{m} + \frac{x_i M_{zast}}{\sum_n x_i^2} + \frac{y_i M_x}{\sum_n y_i^2} \quad (2.65)$$

프로펠러 블레이드는 선미에서 전수로 보아 시계방향으로 회전을 하고 있으며, 최대 인장력 역시 1번 볼트에 나타난다.

(3) 후진상태의 전도모멘트  $M_{xaster}$  및  $M_{zaster}$  는 동력과 회전수에 따라 계산되며 원심력을 포함한다.

$$F_{basti} = \frac{0.64F_{yc}}{m} + \frac{x_i M_{zaster}}{\sum_n x_i^2} + \frac{y_i M_{xaster}}{\sum_n y_i^2} \quad (2.66)$$

프로펠러 블레이드는 선미에서 전수로 보아 시계방향으로 회전을 하고 있으며, 최대 인장력은 6번 볼트에 나타난다.

#### 4) 볼트순서별 응력의 계산

(1) 최대 전진동력 및 블레이드 피치는 최대 전진상태

$$S_{bahi} = \frac{F_{bahi}}{A_b} \quad (2.67)$$

(2) 최대 전진동력상태에서 블레이드 피치는 후진 선회상태

$$S_{basi} = \frac{F_{basi}}{A_b} \quad (2.68)$$

(3) 최대동력과 블레이드 피치는 후진운전 상태

$$S_{basti} = \frac{F_{basti}}{A_b} \quad (2.69)$$

## 2.5 베어링 링의 응력 검토

### 2.5.1 탄성이론과 베어링 링의 구조

크로스헤드형의 기계구조를 사용하는 가변피치 프로펠러 추진시스템은 유압피스톤의 직선운동이 허브에 있는 프로펠러 블레이드를 회전시켜 피치를 변화시키는 회전운동으로 변환한다. 이러한 피치변환 기구장치는 프로펠러 블레이드와 크로스헤드 그리고 액추에이터 조립 체 사이의 상호 간섭에 따른 인터페이스가 요구된다. 이러한 인터페이스는 크로스헤드와 프로펠러 블레이드 핀 사이의 상대적인 운동 또는 구성부품사이의 조정 불량에 따른 부적절한 상태를 조절할 수 있는 능력이 있어야한다. 이러한 것을 가능하도록 하기위하여, 전통적으로 두 가지 형태의 베어링을 사용하여왔다. 베어링과 크랭크 링 그리고 액추에이터 조립체의 마모율을 조절하기 위하여, 베어링과 크랭크 핀 링 사이의 접촉응력의 수준은 반드시 규정사양 범위 내에 유지되도록 하여야만 한다. 이것은 베어링 크기에 따라서 결정된다.

통상의 경우, 주어진 접촉응력 수준은 주어진 부하에 대하여 일정하게 유지되며, 컬러베어링은 관련 구성부품과 컬러 베어링 사이의 제한된 설치오차에 따라 조절되어야만 한다. 컬러베어링의 성능을 향상시키기 위하여, 링의 곡률반경을 증가시키는 것이 바람직 할 수 있으며, 그것에 의해서 컬러베어링의 접촉지점에서의 접촉 응력을 감소시킬 수 있다.

그러나 컬러베어링의 폭이 베어링 상, 하부 접촉면의 길이보다 적게 되면 베어링의 강성을 감소시키고 반대로 베어링의 폭이 크게 되면 베어링과 허브 강성은 증가하나 허브 몸체의 구조적 한계를 가지고 있다. 또한 컬러베어링의 곡률반경을 증가시키면 허브 몸체의 강성은 감소한다.

전형적인 가변피치 프로펠러 조립 체에 있어서 축과 회전하는 허브 몸체와 허브 중심축에 수직으로 되어있는 블레이드 회전축에 대하여 허브 내에서 하나의 베어링저널을 가지며 이것은 크랭크 핀과 블레이드 축으로부터 원주방향으로 일정하게 설치되고 허브 내의 크로스헤드에 설치된 액추에이터의 왕복운동에 따라서 허브 내부 베어링저널을 통하여 블레이드 축들을 회전하게 한다.

이와 같이 가변피치 프로펠러 허브 조립체에 위치하는 킬러 베어링의 구조설계는 다양하게 고려하여야 한다. 이러한 특수한 고안은 블레이드 작동장치와 상호 연결된 회전 마찰표면과 함께 블레이드 핀 위에 저널로 구성된 회전 홈과의 사이는 서로 베어링에 연결할 때 신중히 고려해야한다.

킬러 베어링 형태의 가변피치 프로펠러는 다음과 같이 또 다른 방법으로 조절될 수 있다. 즉, 블레이드 지지는 프로펠러 허브 내에 뚫어진 반경방향구멍에 설치된 라이너 및 슬리브를 포함하고 있으며, 이것은 블레이드 회전운동을 지지하는 저널과 블레이드의 반경방향 부하와 굽힘을 지지하기 위하여 허브 내에 뚫어진 구멍 내, 외부 끝단에 설치된 베어링 링을 포함한다. 이러한 형태의 베어링 지지는 필요한 만큼의 견고한 지지를 갖추고 여러 부품에 의한 누적된 허용오차 범위내의 부품의 느슨함을 제거하기위하여 각 부품들이 허용범위내의 면밀한 기계가공이 필요하다. 더욱이 그러한 베어링 지지는 프로펠러 허브가 내측 베어링 링이 있는 곳에서 그의 내부 표면이 가공되어야하며, 나아가서 모든 베어링 부품들은 허브에 키 또는 다른 방법으로 고정될 필요가 있다.

알려진 바와 같이 분해 가능한 베어링의 구조는 허브 구멍에 조립을 위한 내부 나사산과 외부 원주 상에 나사산을 가지는 베어링 링을 포함하고 있다. 이러한 구조에 있어서, 나사가 있는 링은 허브 구멍 어깨부위에 조립된다. 이러한 형태의 베어링 나사산은 허브 몸체의 어깨부위에 죄여질 때 한쪽 방향으로 예압되어지는 이래로 베어링 링은 키 또는 핀으로 연결되는 것과는 달리 나사산으로 체결되어 자체적으로 풀어지려는 경향이 있으므로 베어링 링의 고정 및 구속에 대비하여 설계해야한다. 프로펠러 허브의 반경방향으로 위치한 베어링의 분해방법에 따른 특성은 기계가공에 대한 불량 부분을 쉽게 보장하고 여러 부품의 누적된 허용오차 범위를 조절할 수 있다. 또 다른 유리한 점은 블레이드 베어링을 쉽게 설치하고 분해할 수 있다는 점이다. 또한 그것은 부품을 쉽게 조립할 수 있을 뿐만 아니라 프로펠러 허브 내부표면의 추가 가공작업을 수행하지 않아도 된다는 점이다.

베어링 링의 설치를 위하여 각각의 프로펠러 블레이드가 설치되는 위치의 반경방향 구멍 내부가 기계 가공되고 연마된 허브 구조는 나사산 결합 구조를 갖지 않는다. 이러한 경우의 조절수단은 획일적으로 가공된 크랭크 핀 링과 킬러

베어링허브에 가공된 베어링 링의 상호작용이 크랭크핀 링의 간극에 맞추어 베어링 링의 가공여유범위 내에서 조절될 수 있다. 가변피치 프로펠러 조립 체에 있어서 블레이드 베어링을 조립식으로 하는 경우는 베어링의 일정 부품을 포함하여 그것에 미치는 여러 가지 단점을 내포하고 있으며, 그것은 비실용적이고 내구성과 구조의 견고성을 감소시키고, 또한 그것은 간단하지 않으며 제작비용이 많이 든다.

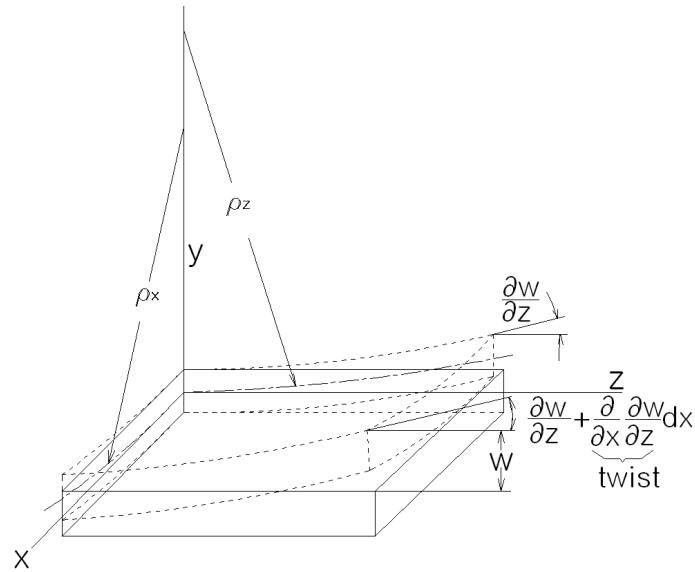
다음사양은 허브를 포함한 가변피치 프로펠러 조립체에 있어서 허브로부터 반경방향으로 설치된 복수개의 프로펠러 블레이드와 이들 블레이드 각각을 회전시키는 수단에 대하여 설명하고 있다. 몇몇의 비 선대칭 부하는 균등하지 않고, 고정된 정상적인 원심압력과 컬러베어링 구멍부위에 미치는 굽힘 모멘트 압력은 주 부하 즉 최대 베어링 압력과 최대 측면 블레이드 크랭크 링 힘 (F)으로서 작용한다. 컬러베어링의 부하분포는 **Fig. 2.13**에서 보는바와 같이 원주를 따라서 삼각형형태의 비대칭분포를 이루고 있으며, 앞의 계산식(2.25 ~ 2.30)과 같이 부하분포를 구한다.

일반적인 식뿐만 아니라 베어링 입술 부위의 변형에 대한 추정은 컬러베어링의 어떤 부위에서 발생하는 모멘트와 전단에 의한 변위, 기울기에 대한 평가로 검토할 수 있다. 응력 변형은 3차원평면상의 적분형식과 방정식의 해를 기초로 한다. 기하학적으로 편향된 플레이트는 두 좌표와 뒤틀림에 대한 경계로서 표시되며, 좌표계는 **Fig. 2.16, 2.17, 2.18** 에서 이미 설명한바있으며, 뒤틀림은 기울기의 한쪽 방향에 대한 다른 쪽 방향의 증가 비에 의하여 측정된다.

**Fig. 2.27**은 상부방향으로 (+)편향인 평면 경계에 대하여 일반적인 좌표계를 사용하고 있으며, 전진방향과 일치하는  $x$  축에 평행하고  $y$  축은 블레이드방향과 일치한다. 컬러베어링의 핵심구조는 **Fig. 2.27** 에서와 같이 곡률  $\frac{1}{\rho_t} = \frac{\partial^2 w}{\partial z \partial x}$  의 한쪽방향으로 증가하는 변위  $w$  에 의하여 결정되는 꼬임각에 대한 것이다. 그리고 굽힘변형은  $y \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}$  ,  $y \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$  이고, 전단변형은  $\gamma_{xz} = 2y \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z}$  이다.

1) 응력변형의 방정식계에서 응력  $\tau_{xz}$  를 다음 식과 같이 정의한다.<sup>[16]</sup>





**Fig. 2.27 Plate coordinates, deflection, curvatures and twist for bearing**

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{Ey}{1-\nu^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\ \sigma_y &= -\frac{Ey}{1-\nu^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\ \tau_{xz} &= G\gamma_{xz} = 2Gy \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} \end{aligned} \right\} \quad (2.70)$$

2) 내부 저항 모멘트는  $y$  방향에 있어서 단위길이 당 베어링 주위 단면에 의하여 다음과 같다.

$$M_x = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \int_{-\frac{t}{2}}^{+\frac{t}{2}} z^2 dz \quad (2.71)$$

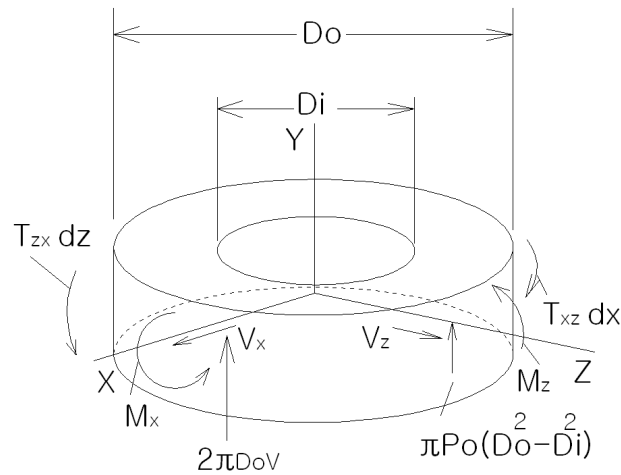
여기서,  $t$  는 칼러베어링 입술부위의 두께이다.

3) 베어링 입술 부분에 해당하는 플레이트의 단위 길이 당 굽힘모멘트와 뒤틀림 모멘트는 다음과 같다.<sup>[16]</sup>

$$\left. \begin{aligned} M_z &= D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \\ M_x &= D \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\ T_{xz} &= \frac{2Gt^3}{12} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} = D(1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} \end{aligned} \right\} \quad (2.72)$$

4) 컬러베어링 링의 구조에 작용하는 힘과 모멘트

외부에서 베어링에 가해진 부하상태에서 힘의 전달은 베어링의 부분부품인 컬러 플레이트와 원통표면의 편평도에 달려있다. 주어진 모든 조건하에서, 블레이드, 컬러 베어링 그리고 크랭크 링의 상호 작용은 베어링 입술부위가 지정된 경계조건까지 강제적으로 접합될 때 발생하는 컬러 베어링의 반력과 모멘트이다. **Fig. 2.28** 에 컬러베어링의 구조상 힘과 모멘트의 관계를 보여주고 있다.



**Fig. 2.28** Forces and moments on the structure of the collar bearing

이러한 경우에 측면에서 생기는 변위들을 고려한다. 예를 들면 최대 전진동력 상태 또는 최대 전진동력 상태에서 블레이드 후진 선회 등의 경우에서 이러한 상황이 고려되어야 한다.

한편 그것은 블레이드를 3 개, 4 개 또는 그 이상을 가지는 프로펠러 허브 몸체의 제한된 공간 내에서 발생하게 된다. 컬러 베어링은 단위길이 당 힘  $V_x$  및  $V_z$  에 기초하여 전단구조의 핵심부분을 가지는 외경  $D_o$  와 내경  $D_i$  의 원통 부분이다.

(1) 컬러 베어링 링에 미치는 단위 길이 당 힘

$$V_x = \frac{\partial M_x}{\partial x} + \frac{\partial T_{zx}}{\partial z}, \quad V_z = \frac{\partial M_z}{\partial z} + \frac{\partial T_{xz}}{\partial x} \quad (2.73)$$

(2)  $y$  방향의 힘에 대해 평형방정식을 구하면 다음과 같다.

$$V_x dz - \left( V_x + \frac{\partial V_x}{\partial x} dx \right) dz + V_z dx - \left( V_z + \frac{\partial V_z}{\partial z} dz \right) dx + p dx dz = 0$$

이를 정리하면

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = p \quad (2.74)$$

여기서,  $p$  는 (+) 방향에 있어서 압력이다.

(3) 플레이트의 미분 방정식은<sup>[16]</sup>

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial z^4} = \frac{p}{D} \quad (2.75)$$

편미분방정식 (2.75)를 충족시키는 함수  $w$  를 미분하고, 모멘트를 구하기 위하여 식 (2.72)를 사용한다.

(4) 최대 굽힘응력은

$$\sigma_x = \frac{6M_x}{t^2}, \quad \sigma_z = \frac{6M_z}{t^2} \quad (2.76)$$

컬러 베어링은 정적으로 부정정계(indeterminative system)로서 중첩에 의한 미분방정식으로 변형변위에 대한 해를 구했다. 일반적으로 Roark 방정식<sup>[18]</sup>에 의한 모멘트의 해는 식  $\sigma = 6M/t^2$ 를 사용하고 식(2.75)의 원통형 강성  $D$ 는 플레이트상수  $Et^3/12(1-\nu^2)$ 으로 대신한다. 고정된 모서리를 가지는 일반적인 원판에 대한 식은 포아송 비, 그리고 부가계수에 의한 내, 외경의 직경 비에 따른 숫자상 대입에 의하여 풀이를 한다.

컬러 입술부위의 변위를 추정하기 위하여, 굽힘응력은 전단에 의한 변위와 함께 계산한다. 허브 바디 내의 베어링에 대한 변위는 무시할 수 없다. 왜냐하면 허브 몸체가 갖는 원형의 관통 플레이트 부위는 매우 취약한 개방구멍을 갖는 부분이며, 전단에 의한 변위는 총 변위의 중요한 부분을 점유할 수 있기 때문이다. 베어링 립의 두께가 내, 외경 직경 차의 1/3 보다 크거나(3000톤급 선박기준), 또는 최소한 그 차이가 1/6 보다 클 경우의 풀이에 적용하며 만약 1/6보다 적다면 다른 방법의 해석에 따라야한다.

컬러 베어링 립의 해를 위하여 탄성 파운데이션이 아닌 상태에서 부하를 받고 있는 플레이트의 변위 값을 검정하고 이 변위로부터 최종적으로 주어진 파운데이션 반력에 대한 분수가 1로 증가하면 추정치와 계산치 반력은 동등하게 된다. 이상과 같이 모든 무거운 하중의 경우는 정적으로 결정적인 전단력을 갖는다. 모든 경우에 대하여, 굽힘 변위에 따른 전단 변위는 만약 전단변위가 크면, 반력의 한계 내에서 검토하여야만 한다.

전단변형의 고려는 필요한 설계 변경, 개발에 있어서 필수적이다. 컬러베어링은 합성 굽힘 모멘트 벡터의 수직선에 대하여 대칭적으로 비 균등 부하분포를 갖는 원판에 해당한다. 이러한 경우는 일련의 기초 링의 부하와 이러한 부하에 의하여 일어나는 응력과 변위의 합계로서 부하를 다룸으로서 해결할 수 있다. 실제로 부하를 받고 있는 여러 개의 링 부하는 필요로 하는 반경과 정밀도에 따라서 다양한 부하분포에 따라 다시 해석되어야한다. 일반적으로, 크랭크 링에 대한 컬러베어링 립의 부하 해석을 위하여 베어링 립의 반경길이에 대하여 1/5 등

분간격 폭으로 나누어 부하상태를 해석한다.

(5) 컬러베어링의 구조해석을 위한 식은 다음과 같은 가정에 기초를 둔다.

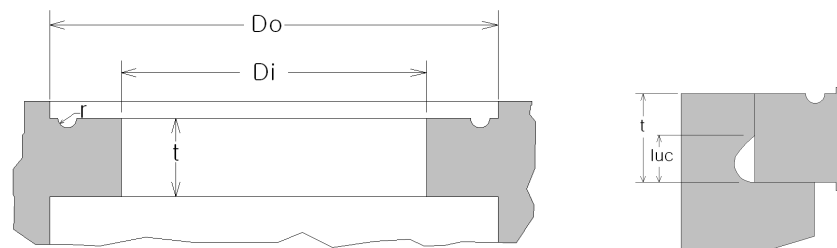
- ① 컬러베어링은 평편하고 균일한 두께와 균질등방성소재(homogeneous isotropic material)이다.
- ② 두께는 최소한 횡단치수의 약 1/4 이하여야한다. 그리고 최대 변위는 두께의 약 1/2 이하이어야 한다.
- ③ 모든 힘, 부하 및 반력은 컬러베어링표면에 정상적으로 작용해야 한다.
- ④ 탄성한계를 넘어서 응력이 미치는 플레이트가 존재하여서는 안된다.

논의의 편의를 위하여, 향후 컬러베어링은 프로펠러 허브내의 다른 유사베어링과 동일하다고 가정한다. 앞서 설명한 모든 수식들은 수학적 해석에 기초하여 가설이 참인 상태로 수립될 수 있도록 하였다. 또한 이러한 수식들과 관련된 중요한 부가적 사실은 환형플레이트(annular plate)의 플레이트 이론에 근거를 두고 있다. 컬러베어링의 작용은 립의 변위들을 포함한다.

중간표면(상부와 하부표면사이의 중간)은 응력이 미치지 않은 상태로 된다. 플레이트 평면 내에는 2축 응력이 존재한다. 플레이트 내의 중심선은 원래 곡면형태를 가지고 있으나 수직선으로 남아 있다고 가정한다. 만약 플레이트에 응력이 미치면 플레이트 중심선으로부터 응력은 거리에 비례하며, 최대응력은 플레이트의 상부표면인 베어링표면에서 일어난다. 작용하는 힘은 그것을 받는 베어링면적에 따라 다르며, 면적이 줄어들면서 0으로 수렴되어갈 때 최대의 응력을 받게 된다. 베어링반경의 흠에서 최대응력이 발생되며, 베어링 흠의 응력집중을 계산하기위하여 다양한 반경을 사용하였다면 이를 평균하여 적용하여야 한다. 베어링모서리에 응력집중을 위한 흠이 없다면 반경값은 0이 되어서 응력은 무한값( $F/0 = \infty$ )을 가지게 된다. 베어링 지지에 있어서 다양한 결합모서리 상태를 가지며, 이것은 자유상태, 안내상태(영 기울기이면서 수직 자유운동) 그리고 단순히 지지되거나 고정되는 여러 가지 베어링 지지구조를 갖는다.

**Fig. 2.29** 는 컬러베어링의 일반적인 모따기(undercut) 흠의 구조설계상태를 보여주고 있으며, 실제 베어링 모서리 상태는 다음 절에 나오는 식(2.81)을 통하

여 응력집중계수와 더불어 계산된다. 3000톤 선박의 컬러 베어링처럼 베어링 양쪽 모서리가 고정되어 있으면, 어떤 높은 응력에 대하여 균등부하를 전달할 수 있도록 하여준다. 그러나 베어링 양쪽 모서리가 고정되지 않고 단순히 지지된 컬러인 경우 베어링 자체의 응력감소는 유도할 수 있으나 대부분의 응력은 허브 몸체에 전달되어 허브 어셈블리의 구조를 약화시킬 수 있다.



**Fig. 2.29 Main dimensions of the bearing**

### 2.5.2 컬러 베어링의 구조해석

컬러 베어링 립은 **Fig. 2.13**에서 본 바와 같이 여러 가지 경계조건과 베어링 립의 일정한 두께에서 블레이드 플랜지와 크랭크 링에 의한 베어링의 부하분포는 선대칭 부하 아래에 놓이게 된다. 앞에서 계산한 바와 같이 수식에 적용한 변위, 모멘트 및 계수의 값은 일반적인 부하상태를 계산하기 위하여 다음과 같이 주어진다.

먼저 원형인 것과 원형이 아닌 경계를 가지는 컬러 립에 미치는 부하 아래에서 평가하는 경우는 허브 바디의 부품들이 최대 전진상태에 있는지 그리고 최대 전진상태에서 블레이드가 후진 선회 상태에 있는지에 대한 것이다. 굽힘 변형으로 인한 변위는 전단변형이 또한 고려되어진 부가변위를 포함한다. 베어링의 응력과 여타 구조성능을 확인하기 위하여 다음과 같은 크기를 갖는 환형 플레이트에 대하여 검토한다. 즉 베어링 링 외경  $D_o$ , 베어링 링 내경  $D_i$ , 링의 립 두께  $t$ , 홈의 반경  $r$  및 베어링 접촉표면 상의 언드컷(undercut)한 길이  $l_{uc}$  등이다.

전형적인 컬리베어링의 소재 성능에 대하여서는 인장강도  $S_y$ , 극한강도  $S_u$ , 탄성계수  $E$ , 포아송 비  $\nu$ , 연신율  $e[\%]$  라 한다. 베어링 컬리평면의 외부 반경  $a$ , 컬리베어링 환형 평면의 내부 반경  $b$ , 베어링 립 두께  $t$  이고, 베어링 반지름의 위치  $r_o$  에서  $C_1 \sim C_9$  는  $a/b$  비에 따라 일정하며,  $L_{11} \sim L_{17}$  을  $a/r_o$  비에 따른 부하상수라 한다. 그리고  $r$  과  $t$  를 아래첨자로 사용할 때 각각은 반경방향 과 접선방향을 나타내며,  $a$ ,  $b$  와  $o$  를 아래첨자로서 사용할 때는 각각에 대하여 베어링 내·외경 모서리에 대한 값, 그리고 부하가 미치는 위치 또는 부하분포의 시작에 대한 값을 나타낸다.

변위  $y$  는 상부 쪽으로 양(+), 즉 변위  $y$  가  $r$  의 증가와 더불어 (+)로 증가할 때 기울기는 (+)이다. 모멘트  $M_r$  는 상부 표면에서 압축이 일어날 때 (+), 즉 전단력이 주어진 환형 단면의 내부 모서리 위에서 상부방향으로 작동할 때 (+)이다. 굽힘응력은 모멘트  $M_r$  와 다음 식으로부터 구할 수 있다. 상수  $C_1$ ,  $C_4$ ,  $C_7$ , 및  $L_{11}$ ,  $L_{14}$ ,  $L_{17}$  등은 다음과 같다.<sup>[18]</sup>

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= \frac{1+\nu}{2} \times \frac{b}{a} \times l\left(\frac{a}{b}\right) + \frac{1-\nu}{4} \times \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a}\right) \\ C_4 &= \frac{1}{2} \left[ (1+\nu) \frac{b}{a} + (1-\nu) \frac{a}{b} \right] \\ C_7 &= \frac{1}{2} (1-\nu^2) \left( \frac{a}{b} - \frac{b}{a} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.77)$$

$$\left. \begin{aligned} L_{11} &= \frac{1}{64} \left[ 1 + 4 \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 - 5 \left( \frac{r_o}{a} \right)^4 - 4 \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \left\{ 2 + \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \right\} \ln \left( \frac{a}{r_o} \right) \right] \\ L_{14} &= \frac{1}{16} \left[ 1 - \left( \frac{r_o}{a} \right)^4 - 4 \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \ln \left( \frac{a}{r_o} \right) \right] \\ L_{17} &= \frac{1}{4} \left[ 1 - \frac{1-\nu}{4} \left\{ 1 - \left( \frac{r_o}{a} \right)^4 \right\} - \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \left\{ 1 + (1+\nu) \ln \left( \frac{a}{r_o} \right) \right\} \right] \end{aligned} \right\} \quad (2.78)$$

1) 베어링 링의 굽힘 모멘트  $M_r$  및 굽힘응력  $\sigma$  는 각각 다음과 같다.<sup>[18]</sup>

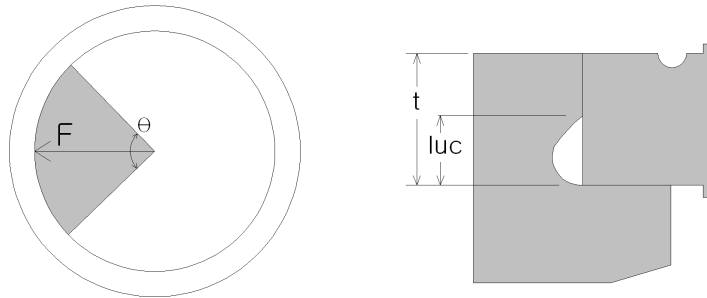
$$\left. \begin{aligned} M_r &= Pa^2 \left( L_{17} - \frac{C_7}{C_4} L_{14} \right) \\ \sigma &= \frac{6M_r}{(t-r)^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.79)$$

2) 전단응력은 위에서 언급한 바와 같이 최소 홈 두께로 나눈 원주 길이 당 부하를 이용하여 구한다.

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{P(D_o - D_i)}{2(t-r)} \quad (2.80)$$

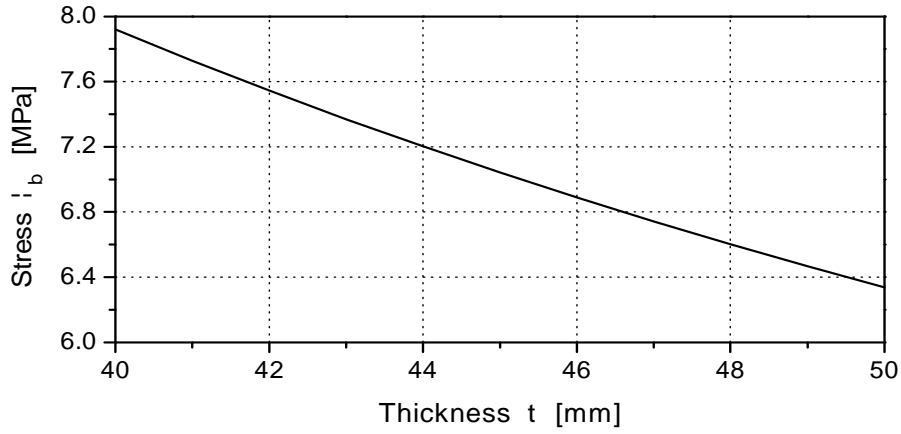
3) 크랭크 링의 측면 힘에 기인하여 베어링 링 내부표면에 미치는 응력은 설계 범위 내에서 림 두께의 변동에 의하여 계산한다. 부하를 수용하기 위한 베어링 면적은 **Fig. 2.30**에 따라 투영면적의  $90^\circ$  정도로 추정한다.<sup>[19]</sup>

$$\sigma_b(t) = \frac{F}{D_i s \left( \frac{\pi}{4} \right) (t - l_{uc})} \quad (2.81)$$



**Fig. 2.30** Sector of the radial force application and bearing lip thickness





*Fig. 2.31 Bearing stresses on the bearing ring inner surface due to the lateral crank ring force dependent on variation of the lip thickness near designing range*

4) 굽힘에 의한 변위  $y_b$  는 기하학적 주 변수인 베어링 내, 외경의 반경  $a$  그리고  $b$ 로부터 설계 범위 내에서 립 두께의 변동에 의한다.

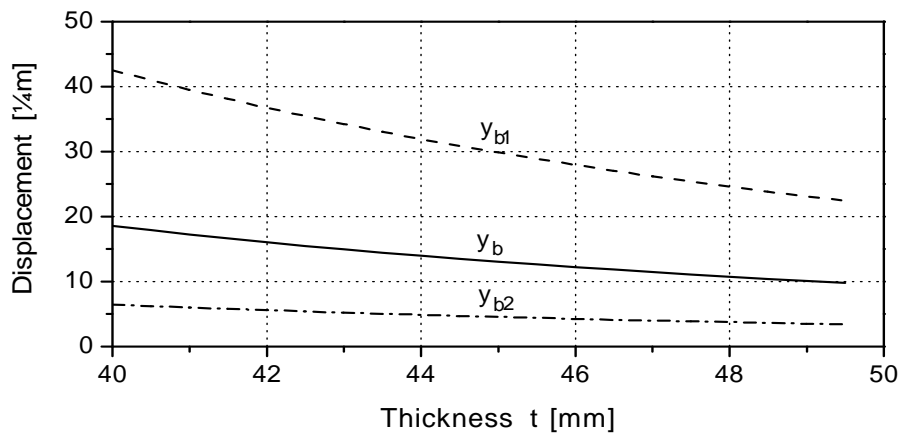
$$y_b = \frac{12(1-\nu^2)a^4P}{Et^3} \times \left( \frac{C_1 L_{14}}{C_4} - L_{11} \right) \quad (2.82)$$

즉,  $a, b$  값에 따라  $y_b(t)$  는

$$y_b(t) = \frac{12(1-\nu^2)a^4P}{Et^3} \times \left( \frac{\left\{ \frac{1+\nu}{2} \frac{b}{a} \ln\left(\frac{a}{b}\right) + \frac{1-\nu}{4} \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a}\right) \right\} \times \frac{1}{16} \left\{ 1 - \left(\frac{r_o}{a}\right)^4 - 4\left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \ln\left(\frac{a}{r_o}\right) \right\}}{\frac{1}{2} \left\{ (1+\nu) \frac{b}{a} + (1-\nu) \frac{a}{b} \right\}} \right) \quad (2.83)$$

$$\times \left( - \frac{1}{64} \left[ 1 + 4\left(\frac{r_o}{a}\right)^2 - 5\left(\frac{r_o}{a}\right)^4 - 4\left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \left\{ 2 + \left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \right\} \ln\left(\frac{a}{r_o}\right) \right] \right)$$

**Fig. 2.32** 는 베어링 립의 두께에 따라 베어링 외경변화에 대한 베어링 표면의 변위 변화를 보여주고 있으며, 설계기준  $y_b(t) = 0.52\text{m}$ ,  $y_{b1}(t) = 0.54\text{m}$ ,  $y_{b2}(t) = 0.5\text{m}$ 의 직경을 나타낸다. 상기 그래프에서는 베어링 립의 두께가 얇아수록 베어링 표면의 변위는 증가함을 보여주고 있다. 따라서 베어링 립의 원통형 강성에는 립의 두께가 많은 영향을 준다.



**Fig. 2.32** Displacement due to bending dependent on variation of the lip thickness near designing range is in the range of designing diameter  $Do = 0.5\text{m}$  to  $Do = 0.54\text{m}$  on different lip thickness

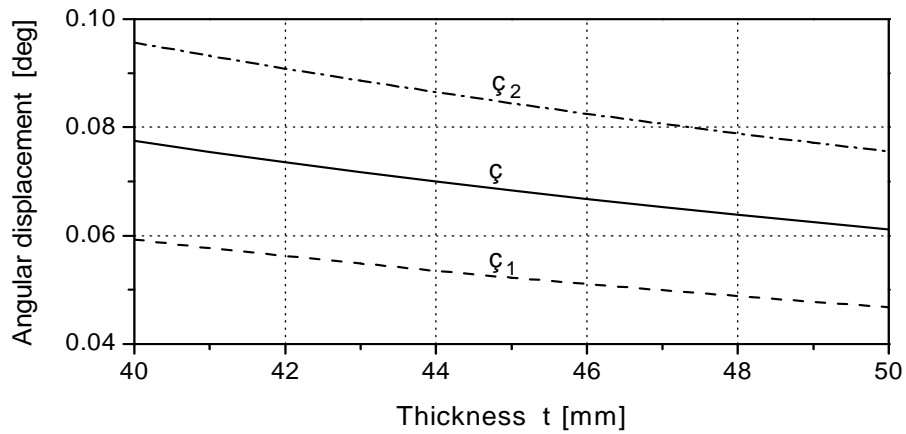
5) 전단에 의한 변위는 전단탄성계수  $G$ 에 기초한다.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.84)$$

6)  $a$ 의 범위 0.25~0.27 내에서 외경에 대한 반경의 각(deg) 변위  $\gamma$ 는 **Fig. 2.33**에 나타나 있다.

$$\gamma(t) = \frac{3}{2} \frac{P(a-b)}{(t-r)G} \quad (2.85)$$

**Fig. 2.33** 의  $\gamma(t)$ 은 베어링외경 표면의 각 변위 변화를 보여주고 있으며, 설계기준  $\gamma(t) : Do = 0.52\text{m}$ ,  $\gamma_1(t) : Do = 0.5\text{m}$ ,  $\gamma_2(t) : Do = 0.54\text{m}$  으로서 식(2.85)에 따라서 계산한다. 그래프에서 보는 바와 같이 베어링 외경변화에 따른 베어링 림의 강성변화는 매우 적다.



**Fig. 2.33** Angular displacement  $\gamma$  dependent on thickness and range of outer radius

7) 전단 변위는

$$\gamma = \frac{\tau}{G}, \quad y_s = \gamma(a-b) \quad \text{로부터}$$

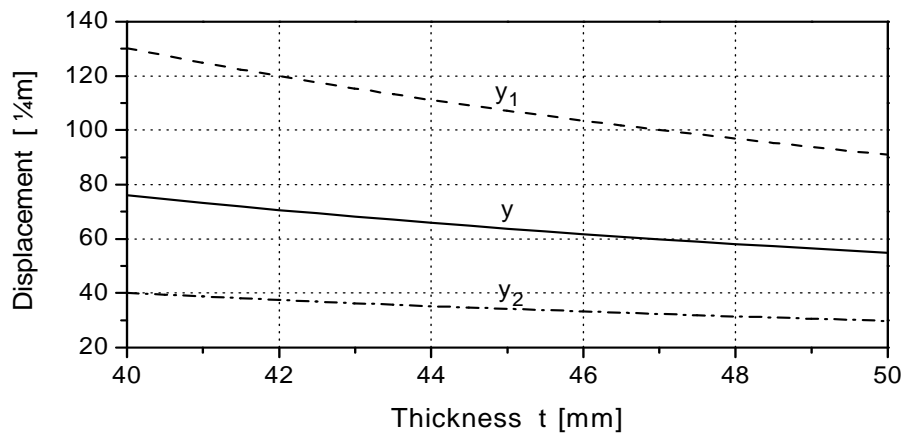
$$y_s(t) = \frac{3}{2} \frac{(a-b)P}{G(t-r)} \times (a-b) \quad (2.86)$$

8) 총 변위는 굽힘모멘트에 의한 변위와 전단변위의 합이다. 즉,

$$y(t) = y_b(t) + y_s(t) \quad (2.87)$$

**Fig. 2.34** 는 립 두께와 변위와의 상호관계를 보여주고 있는데, 여기서 변위는 베어링 립 두께와 베어링 외경 변화에 따른 베어링 표면의 합산변위이다. 설계기준  $y(t) : D_o = 0.52\text{m}$ ,  $y_1(t) : D_o = 0.54\text{m}$ ,  $y_2(t) : D_o = 0.5\text{m}$  로서 식(2.87)에 따라서 계산한다. 그래프에서 보는 바와 같이 베어링 외경표면에 나타나는 합산변위는 얇은 베어링 립에서 높게 나타나고 있다. 따라서 베어링 립의 두께는 베어링의 원통형 강성에 높은 영향을 준다.

이상의 결과는 **Fig. 2.32** 의 굽힘 모멘트에 의한 변위변화와 유사하게 나타남을 알 수 있다.



**Fig. 2.34** Total displacement of shear displacement plus displacement due to bending moment on the bearing lip thickness

$\alpha = 0 \sim 2\pi$  에서,

$$\left. \begin{aligned} p_{mahd}(\alpha) &= \frac{M_{rahd} D_{CR} s(\alpha)}{2I} \\ p_{mast}(\alpha) &= \frac{M_{rast} D_{CR} s(\alpha)}{2I} \end{aligned} \right\} \quad (2.88)$$

$$P = p_c + P_m \quad (2.89)$$

$$\left. \begin{aligned} p_{sahd} &= p_{mahd} + p_c \\ p_{sast} &= p_{mast} + p_c \end{aligned} \right\} \quad (2.90)$$

9) 최대 전진동력 상태에서 원심력과 굽힘응력에 의한 압력합계는

$$P_{ahd} = p_c + p_{mahd} \quad (2.91)$$

10) 최대 전진동력상태에서 블레이드 후진동작 시작 시 압력합계는

$$P_{ast} = p_c + p_{mast} \quad (2.92)$$

11) 최대 전진동력상태에서 원주각  $\alpha$  위치에 따른 전단변위는

$$y_{sahd} = \frac{3}{2} \frac{(a-b)P_{ahd}}{G(t-r)} \times (a-b) \quad (2.93)$$

12) 최대 전진동력상태에서 블레이드 후진동작 시작 시 전단변위는

$$y_{sast} = \frac{3}{2} \frac{(a-b)P_{ast}}{G(t-r)} \times (a-b) \quad (2.94)$$

13) 최대 전진동력 상태에서 블레이드 후진동작을 시작할 때 굽힘모멘트에 의한 변위는

$$y_{bast} = \frac{12(1-\nu^2)a^4P_{ast}}{Et^3} \times \left( \frac{C_1L_{14}}{C_4} - L_{11} \right) \quad (2.95)$$

14) 굽힘모멘트에 의한 변위는 최대 전진동력 상태의 설계범위 내에서 선택되는 립 두께에 대한 원주각  $\alpha$  에 의한다.

$$y_{bahd} = \frac{12(1-\nu^2)a^4P_{ahd}}{Et^3} \times \left( \frac{C_1L_{14}}{C_4} - L_{11} \right) \quad (2.96)$$

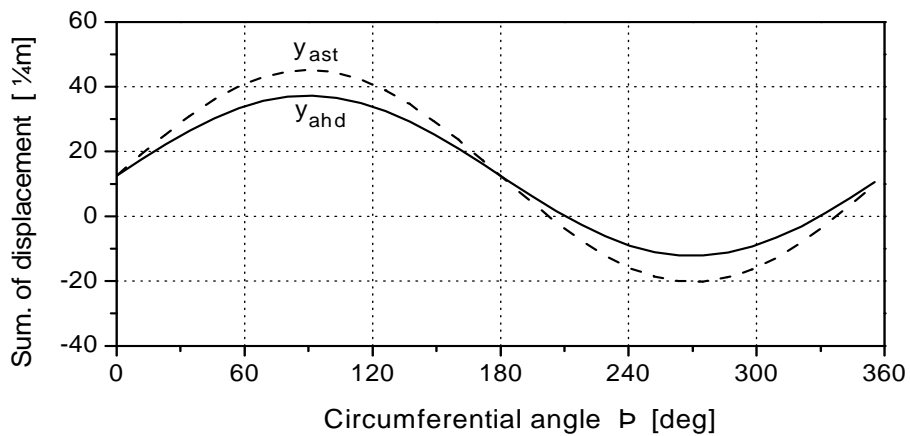
15) **Fig. 2.35** 와 같이 최대전진동력 상태에서 굽힘 모멘트에 의한 변위와 전단 변위의 합계는

$$y_{ahd} = y_{sahd} + y_{bahd} \quad (2.97)$$

16) **Fig. 2.35** 에서 보는 바와 같이 최대 전진동력 상태에서 블레이드 각 후진으로 운동시작 시 굽힘 모멘트에 의한 변위와 전단변위의 합계는

$$y_{ast} = y_{sast} + y_{bast} \quad (2.98)$$

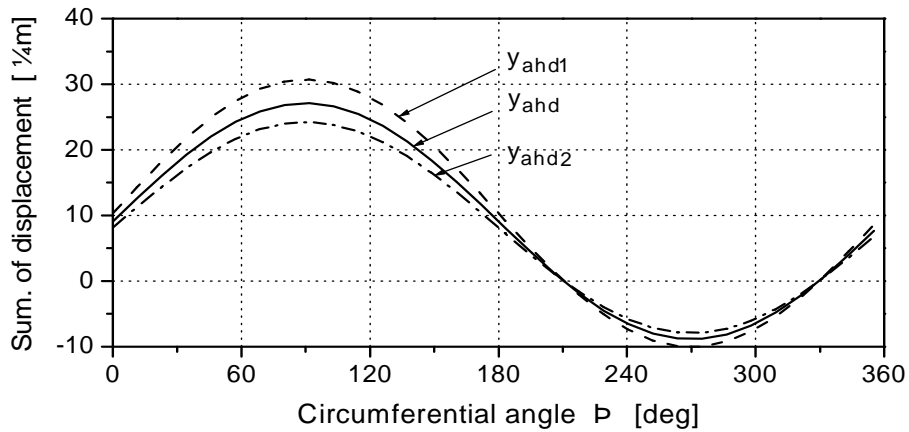
**Fig. 2.35** 의 결과는 베어링 립의 두께가 설계범위(0.045m)에서 분석된 베어링 내경모서리의 원주방향 합산변위를 보여주고 있다. **Fig. 2.13** 에서 보는바와 같이 가장 큰 변위는 전도모멘트가 작용하는 평면과 일치하는 것임을 확인할 수 있다. 변위의 최소값은  $\alpha = 0$  근처에 위치하며, 베어링의 원주방향 모서리를 따라서 변위는 완만하게 변화하는 것을 알 수 있다.



**Fig. 2.35** Summarized shear displacement and displacement due to bending dependent on circumference angle position on full power ahead without and with turning blade to astern

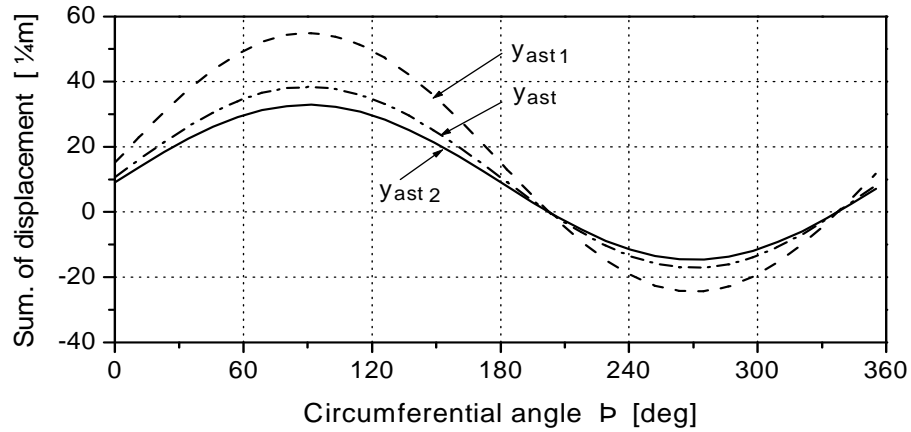
17) 베어링 립의 두께를 20%범위 내에서 증감하여 비교분석하면, 최대전진동력 상태에서 식(2.93, 2.96)와 같이 원주각  $\alpha$  에 따른 전단과 굽힘에 대한 변위를 분

석하고 식(2.97)에 따라 합산한 변위는 **Fig. 2.36**에서 보여주고 있다. 이때, 설계두께인  $y_{ahd}(\alpha) = 0.045\text{m}$ ,  $y_{ahd1}(\alpha) = 0.04\text{m}$ ,  $y_{ahd2}(\alpha) = 0.05\text{m}$ 에서 분석하였다. 그래프에서 보는바와 같이 베어링 립의 두께가 적어지면서 변위는 점점 커지는 것을 알 수 있다.



**Fig. 2.36** For condition of full power ahead, the summarized displacement dependent on circumference angle at a position according to equation (2.97) for selected lip thickness

18) 베어링 립의 두께를 20%범위 내에서 증감하여 비교분석하면, 최대진진동력 상태에서 블레이드 후진으로 시작 시, 식(2.94, 2.95)와 같이 원주각  $\alpha$ 에 따른 전단과 굽힘에 대한 변위를 분석하고 식(2.98)에 따라 합산한 변위는 **Fig. 2.37**에서 보여주고 있다. 이때, 설계두께인  $y_{ast}(\alpha) = 0.045\text{m}$ ,  $y_{ast1}(\alpha) = 0.04\text{m}$ ,  $y_{ast2}(\alpha) = 0.05\text{m}$ 에서 분석하였다. 이상의 그래프에서도 마찬가지로 베어링 립의 두께가 적어지면서 변위는 점점 커지는 것을 알 수 있다.



*Fig. 2.37 For condition of full power ahead with turning blade astern, the summarized displacement dependent on circumference angle at a position according to equation (2.98) for selected lip thickness*

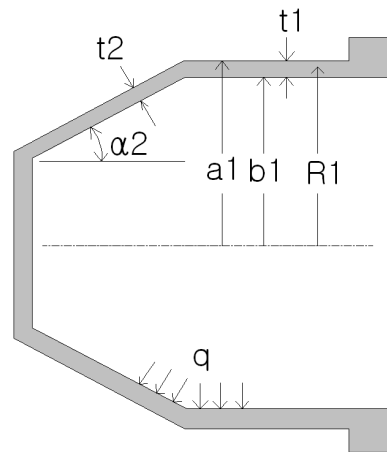
## 2.6. 허브 콘의 설계 및 해석

### 2.6.1 허브 콘의 일반적 특성

컬러베어링은 실린더부분을 가지는 허브 콘과 연결되어 있는 허브 바디의 일부분이며, 허브 콘은 허브에 볼트로 연결되어있다. **Fig. 2.38** 과 같이 허브 콘의 주 부하는 서보 모터 운전으로 발생하는 내부 압력이다. 허브 콘은 원통형과 돔으로 구성되어 있으며 플랜지를 갖는 원추형 통은 실린더 중심 반경의 약 1/10 두께를 갖는 얇은 셸이다. 허브 콘의 내부압력이 널리 알려진 단순한경우의 멤브레인 하중과 같이 분포된 하중을 받을 때 응력은 벽의 두께에 따라 일정하게 된다. 운전 중 허브 콘은 자오선 멤브레인 응력을 받고 있으며, 원주방향과 나란히 작동하는 원주 상 멤브레인 응력과 일반적으로 벽 두께를 통하여 허브 콘에



미치는 각양각색의 적은 반경방향응력을 받고 있다. 부가하여, 허브 콘 셀과 그것을 지지하는 구조물의 부하, 또는 물리적 특성에 의하여 굽힘 또는 전단응력을 받을 수도 있다.



**Fig. 2.38** Longitudinal section of the hub cone

**Fig. 2.38** 에서 보는 바와 같이 허브 콘의 플랜지 볼트체결 부위의 급격한 두께변화나 자오선경사의 급격한 변화는 그곳에 부하집중을 발생시키고 자오선 또는 원주방향으로 작용하는 부하는 허브 콘 내의 자오선경사를 지나 축상으로 접근하면서 정상으로 유지한다. 허브 콘은 부하 및 자체 몸체의 축 상 대칭을 가지며, 원형 형태로부터 출발하여 어떠한 주선을 가지는 경향이 없다. 허브 콘의 두께는 비교적 얇고(대략 원래의 곡률반경 1/10 보다 적은 두께) 급격한 두께변화를 가지지 않으며, 부하 압력선은 균등한 분포 또는 대칭으로 분포하고 그것에 미치는 응력은 벽 두께를 통하여 대체로 균일하게 된다. 그리고 이러한 경우 반경방향 응력만이 중요하며 굽힘 응력은 무시 할 정도로 작게 일어난다. 부하를 받고 있는 상태에서 응력과 변형에 대한 식은 원통형과 원뿔형에 대한 식이 적용된다. 다만 적은 직경을 가지는 원뿔 부분의 굽힘 응력은 반드시 검토하여야한다.

허브 콘의 플랜지 부분에 대한 해석을 위한 식계는 한쪽 모서리가 고정되어있는 베어링 림과 같은 구조로 고려하여야한다. 왜냐하면 허브 콘은 두께의 얇은

벽을 결합한 셀이다. 그리고 만약 균등한 부하 분포 하에서 결합부위에 굽힘 응력을 가지지 않게 하기를 바란다면, 반경방향 변형과 자오선 회전은 연결지점에서 각 부분이 같아지는 상태로 제작될 필요가 있다. 균등한 내부 압력 하에서 원통 부분은 같은 압력 하에서 동등한 두께의 원뿔 부분에 대한 식과는 다른 식에 의한 반경방향 변형을 가질 것이다. 반경방향 변형에서의 이러한 불일치는 결합부위와 가까운 곳에 굽힘과 전단응력을 일으킨다. 내부압력  $q$  아래에서 허브 콘의 응력변형 상태는 기하학적 형상에 의하여 결정된다. 즉, 콘 부분에서는

- $a_1$  : 외경
- $b_1$  : 내경
- $t_2$  : 콘 두께
- $a_2$  : 콘 각도 [deg]
- $t_f$  : 콘 플랜지 두께
- $d_{cb}$  : 상대편의 볼트구멍 깊이
- $d_h$  : 캠버를 포함한 볼트구멍의 직경

원통부분에서는

- $t_1$  : 실린더 두께
- $R_1$  : 실린더 평균 반경
- $t_{\min}$  :  $t_1$  과  $t_2$  의 최소치
- $R_2$  : 콘의 평균 반경
- $a_2$  : 콘의 외부 반경
- $b_2$  : 콘의 내부 반경

콘 볼트의 사양은

- $N$  : 볼트 수
- $d_{bh}$  : 볼트머리 직경
- $D$  : 볼트의 공칭 직경
- $n$  : 미터당 나사산 수
- $L$  : 볼트 길이
- $P$  : 볼트의 최소 피치 직경
- $E$  : 탄성계수
- $\nu$  : 포아송 비

$S_y$  : 항복강도  
 $S_u$  : 극한강도  
 $e$  : 연신율 [%]

## 2.6.2 내부 압력에 의한 허브 콘 실린더에 미치는 응력

1) 계수 값  $k_A$  는 콘의 길이 방향으로 연결된 부품의 특성을 나타내며, 반경, 포아송비, 두께, 원추각 등을 포함하고 응력에 의한 변형의 추정에 사용된다.<sup>[18]</sup>

$$k_A = \frac{2}{s(\alpha 2)} \times \left[ \frac{12(1 - \nu_c^2) R_1^2}{\{t_2 s(\alpha 2)\}^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.99)$$

2) 원통형 부분과 원뿔 부분은 허브 콘을 구성하고 위에서 언급한바와 같이 부하 상태에서는 서로의 경계선 상에서 단절되는 응력을 가진다. 정확을 기하기 위하여, 여기서  $\mu > 4$  위치에서 콘 내부의 계수  $k_A$  를 평가한다. 여기서  $\mu = \left| \frac{k_A - k}{\sqrt{2}} \right|$  는 콘 부분의 최대 직경과 최소 직경을 기초로 한 계수이다. 양쪽 모두 연결(원통형과 원뿔형)부에서  $k_A$  의 절대값은 반드시 5 이상 이어야한다.

3) 소재 특성에서 탄성계수  $E$  와 포아송 비는 Roark 방정식의 강도 계산 결과에 기초한 일련의 식에 의하여 계산되는 결합부내 응력 변형에 영향을 미치는 일련의 계수를 구한다. 강도추정의 변화는 계수  $k_A$  와 콘 길이의 값 및 아래 식에 따른 모서리 부하에 기초한 보조계수의 일차적 계산에 의한다.<sup>[18]</sup>

$$\begin{aligned}
 l_A &= 1 - \frac{1.326}{k_A} - \frac{0.218}{k_A^3} - \frac{0.317}{k_A^4} \\
 m_A &= \frac{1.326}{k_A} - \frac{0.82}{k_A^2} - \frac{0.218}{k_A^3} \\
 s_A &= 1 - \frac{1.679}{k_A} + \frac{1.233}{k_A^3} + \frac{0.759}{k_A^4}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
f_A &= \frac{1.679}{k_A} - \frac{3.633}{k_A^2} + \frac{1.233}{k_A^3} \\
C_1 &= l_A(s_A - f_A) + m_A(s_A + f_A) + \frac{2\sqrt{2}\nu_c}{k_A}(l_A^2 + m_A^2) \\
\left. \begin{aligned}
F_{2A} &= l_A^2 + m_A^2 \\
F_{4A} &= s_A^2 + f_A^2 \\
F_{7A} &= (l_A - m_A)s_A + (l_A + m_A)f_A
\end{aligned} \right\} \quad (2.100)
\end{aligned}$$

(1) 동시에 변화하는 허브 콘의 연신을 및 탄성 변형 범위 내 단면적이 갖는 계수는

$$\beta = \sqrt{12(1 - \nu c^2)} \quad (2.101)$$

(2) 콘의 고정치수에 대한 상관변형계수는<sup>[18]</sup>

$$\lambda_1 = \left[ \frac{3(1 - \nu_c^2)}{R_1^2 t_1^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.102)$$

(3) 원통형 강성은

$$D_1 = \frac{E_c t_1^3}{12(1 - \nu_c^2)} \quad (2.103)$$

4) 아래 계수들은 허브 콘에서 부하전달에 따른 응력변형에 대한 응답을 구할 때 이용한다.<sup>[18]</sup>

$$\left. \begin{aligned}
C_{A42} &= \frac{R_1 E_c k_A \sin \alpha_2}{\sqrt{2} E_c t_2 C_1} \times \left( F_{4A} - \frac{4\nu_c^2 F_{2A}}{k_A} \right) \\
C_{BB2} &= \frac{2\sqrt{2} R_1 E_c t_1^2 \beta^2 F_{2A}}{E_c t_2^3 k_A C_1 \sin \alpha_2} \\
C_{AB2} &= \frac{R_1 E_c t_1 \beta F_{7A}}{E_c t_2^2 C_1}
\end{aligned} \right\} \quad (2.104)$$

$$\left. \begin{aligned} C_{AA1} &= \frac{E_c}{2D_1\lambda_1^3} \\ C_{BB1} &= \frac{E_c t_1^2}{D_1\lambda_1} \\ C_{AB1} &= -\frac{E_c t_1}{2D_1\lambda_1^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.105)$$

$$\left. \begin{aligned} C_{AA} &= C_{AA1} + C_{AA2} \\ C_{AB} &= C_{AB1} + C_{AB2} \\ C_{BB} &= C_{BB1} + C_{BB2} \end{aligned} \right\} \quad (2.106)$$

5) 내부 압력  $q$  에 대한 아래 식은 허브 콘의 원추부분과 원통부분의 결합에 대한 부하상태를 구할 때 이용한다.<sup>[18]</sup>

$$\left. \begin{aligned} L_{TA1q} &= \frac{b_1 R_1}{t_1^2} \\ L_{TA2q} &= -\frac{b_2 E_c R_2}{E_c t_1 t_2 \cos \alpha_2} \\ L_{TACq} &= \frac{t_2 \sin \alpha_2}{2t_1} C_{AA2} + \frac{t_2^2 - t_1^2}{8t_1} C_{AB2} + \frac{E_c^V R_1 (t_1 - t_2 \cos \alpha_2)}{2E_c t_1 t_2 \cos \alpha_2} \end{aligned} \right\} \quad (2.107)$$

$$\left. \begin{aligned} L_{TA1q} &= \frac{b_1 R_1}{t_1^2} \\ L_{TA2q} &= -\frac{b_2 E_c R_2}{E_c t_1 t_2 \cos \alpha_2} \\ L_{TACq} &= \frac{t_2 \sin \alpha_2}{2t_1} C_{AA2} + \frac{t_2^2 - t_1^2}{8t_1} C_{AB2} + \frac{E_c^V R_1 (t_1 - t_2 \cos \alpha_2)}{2E_c t_1 t_2 \cos \alpha_2} \end{aligned} \right\} \quad (2.108)$$

$$\left. \begin{aligned} L_{TAq} &= L_{TA1q} + L_{TA2q} + L_{TACq} \\ L_{TBq} &= L_{TB1q} + L_{TB2q} + L_{TBCq} \end{aligned} \right\} \quad (2.109)$$

$$\left. \begin{aligned} K_{V1q} &= \frac{L_{TAq}C_{BB} - L_{TBq}C_{AB}}{C_{AA}C_{BB} - C_{BB}^2} \\ K_{M1q} &= \frac{L_{TBq}C_{AA} - L_{TAq}C_{AB}}{C_{AA}C_{BB} - C_{BB}^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.110)$$

허브 콘 실린더 구조해석의 편의를 위하여, 내부압력은 플레이트 평면바닥에 미치는 축상 부하는 고려하지 않고 원통과 원추부분의 반경방향에 작용하는 표면부하만을 고려한다. 원추형 허브의 플레이트 바닥에 작용하는 축상 부하는 콘과 연결되는 축상 구성부품에 미치는 압력과 균형을 이룬다. 플레이트 바닥에 작용하는 축상 부하는 구조해석 방법에 따라서 **Fig. 2.39**에서 보는 바와 같이 중첩되어질 수 있다.

6) 다음은 축 방향 부하  $P$  에 대한 식이며, 계수 그룹은<sup>[18]</sup> 주어지는 반경방향 수직표면과 유사한 특성을 내포하고 있다.

(1) 원통형의 부품 계산은

$$\left. \begin{aligned} L_{TA1P} &= -\frac{\nu_c R_1^2}{2t_1^2} \\ L_{TA2P} &= \frac{\nu_c R_1^2 E_c}{2E_c t_1 t_2 \cos \alpha_2} + \frac{R_1 C_{A42}}{2t_1} \times \tan \alpha_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.111)$$

(2) 회전부하 아래에서 강성에 의한 변형은

$$L_{TACP} = 0 \quad (2.112)$$

(3) 원통형부분 내에서 변위는

$$L_{TB1P} = 0 \quad (2.113)$$

(4) 결합치수 - 강성특성에 대하여는

$$L_{TB2P} = \frac{E_c R_1^2 \tan \alpha_2}{2E_c R_2 t_2 \cos \alpha_2} + \frac{R_1 C_{AB2}}{2t_1} \tan \alpha_2 \quad (2.114)$$

(5) 결합치수 - 반경방향 확대에 따른 강성특성은

$$L_{TBCP} = 0 \quad (2.115)$$

7) 전단력 응답  $K_{V1}$  및 모멘트 응답  $K_{M1}$  은 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} K_{V1} &= K_{V1q} + K_{V1P} \\ K_{M1} &= K_{M1q} + K_{M1P} \end{aligned} \right\} \quad (2.116)$$

여기서,  $K_V$ 와  $K_M$  은 압력의 합이고 축 방향 부하 계수이다. 그리고 전단력 영향계수  $K_{V1P}$  및 모멘트 영향계수  $K_{M1P}$  은 각각 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} K_{V1P} &= \frac{L_{TAP} C_{BB} - L_{TBP} C_{AB}}{C_{AA} C_{BB} - C_{AB}^2} \\ K_{M1P} &= \frac{L_{TBP} C_{AA} - L_{TAP} C_{AB}}{C_{AA} C_{BB} - C_{AB}^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.117)$$

여기서 각 계수는 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} L_{TAP} &= L_{TA1P} + L_{TA2P} + L_{TACP} \\ L_{TBP} &= L_{TB1P} + L_{TB2P} + L_{TBCP} \end{aligned} \right\}$$

8) 그러므로 알고 있는 축 방향 부하  $P$  는  $q \times p \times R_1^2$  과 동등하고 콘과 실린더 사이 결합부위에서 단위길이 당 부하는 아래와 같다.

(1) 전단력은

$$V_1 = q t_1 K_{V1} \quad (2.118)$$

(2) 모멘트는

$$M_1 = qt_1^2 K_M \quad (2.119)$$

(3) 정상부하는

$$N_1 = \frac{qR_1}{2} \quad (2.120)$$

9) 허브 콘에 미치는 응력  $\sigma_2$ 의 영향을 구하기 위하여

(1) 정상적인 힘  $N_1$ 에 의한 응력

$$\sigma_n = \frac{N_1}{t_{\min}} \quad (2.121)$$

(2) 굽힘응력  $M_1$ 에 의한 정상적 응력

$$\sigma_b = \frac{6M_1}{t_{\min}^2} \quad (2.122)$$

(3) 전단력  $V_1$ 에 의한 전단응력

$$\tau_v = \frac{3V_1}{2t_{\min}} \quad (2.123)$$

(4) 압력에 의한 멤브레인 응력

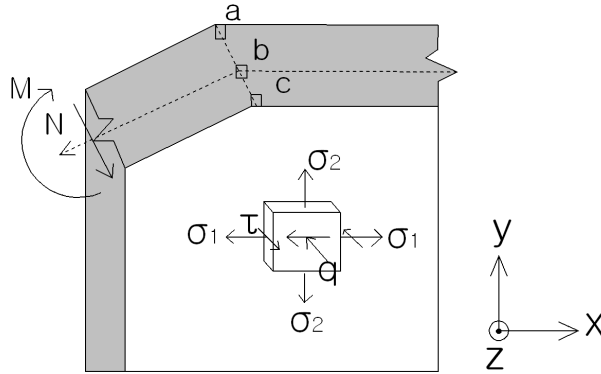
$$\sigma_m = \frac{qR_1}{t_{\min}} \quad (2.124)$$

(5) 압력에 의한 압축응력

$$\sigma_q = -q \quad (2.125)$$

10) 접선은 **Fig. 2.39**와 같이 점  $a, b, c$ 를 지나며, 최대 등가응력은 점  $a$ 에 대하여 기본응력  $x$ 축 방향 ( $\sigma_{a1}$ ), 기본응력  $y$ 축 방향 ( $\sigma_{a2}$ ), 기본응력  $z$ 축 (반경) 방향 ( $\sigma_{a3}$ )에 대하여 결정된다.





*Fig. 2.39 Fragment of the longitudinal section in conjunctions*

점  $a$  에 대한 Von-Mises 등가응력은

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a1} - \sigma_{a3})^2]} \quad (2.126)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{a1} &= \sigma_n - \sigma_{bn} \\ \sigma_{a2} &= \sigma_m \\ \sigma_{a3} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

11) 점  $b$  에서 또한 최대 등가응력은 기본응력  $x$  축 방향 ( $\sigma_{b1}$ ), 기본응력  $y$  축 방향 ( $\sigma_{b2}$ ), 기본응력  $z$  축 (반경) 방향 ( $\sigma_{b3}$ ) 에 의하여 결정된다. 점  $b$  에 대한 본-미세스(Von-Mises) 등가응력은

$$\sigma_b = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{b1} - \sigma_{b2})^2 + (\sigma_{b2} - \sigma_{b3})^2 + (\sigma_{b1} - \sigma_{b3})^2]} \quad (2.127)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{b1} &= \frac{2\sigma_n + \sigma_q}{4} + \sqrt{\left(\sigma_n - \frac{2\sigma_n + \sigma_q}{4}\right)^2 + \tau_v^2} \\ \sigma_{b2} &= \sigma_m \\ \sigma_{b3} &= \frac{2\sigma_n + \sigma_q}{4} - \sqrt{\left(\sigma_n - \frac{2\sigma_n + \sigma_q}{4}\right)^2 + \tau_v^2} \end{aligned} \right\}$$

12) 점  $c$  에서 등가응력은 기본응력  $x$  축 방향 ( $\sigma_{a1}$ ), 기본응력  $y$  축 방향 ( $\sigma_{a2}$ ), 기본응력  $z$  축 (반경) 방향 ( $\sigma_{a3}$ ) 에 의하여 결정된다. 점  $c$ 에 대한 Von-Mises 등가응력은

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{c1} - \sigma_{c2})^2 + (\sigma_{c2} - \sigma_{c3})^2 + (\sigma_{c1} - \sigma_{c3})^2]} \quad (2.128)$$

여기서,

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{c1} &= \sigma_n + \sigma_b \\ \sigma_{c2} &= \sigma_m \\ \sigma_{c3} &= \sigma_q \end{aligned} \right\}$$

13) 최대응력은 다음과 같이 세 조건에서 최대치의 응력이 선택된다.

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_c \\ \sigma_b \\ \sigma_a \end{pmatrix} \text{ 에서, } \sigma_{\max} = \max(\sigma) \text{ 으로 선택되며, 따라서}$$

(1) 안전계수  $n$  은

$$n = \frac{S_{yc}}{\sigma_m} \quad (2.129)$$

(2) 콘의 원통부분에 있어서 반경방향으로의 인장은

$$d_r = \left( \frac{\sigma_m}{E_c} - \frac{\sigma_q \nu_c}{E_c} \right) R_1 \quad (2.130)$$

콘의 중심축으로부터의 인장은 콘의 가장 큰 직경의 중심에서 반경방향으로 콘 벽 쪽으로 향하게 된다.

14) 허브 콘과 허브 바디의 확실한 결합을 위한, 볼트머리에 걸리는 전단응력은

$$\tau = \frac{F_b}{\pi d_{bh} (t_f - d_{cb})} \quad (2.131)$$

여기서,  $F_b = \frac{\pi q b_1^3}{N}$

(1) 볼트 머리 아래의 베어링 응력은

$$\sigma_{brg} = \frac{F_b}{\frac{\pi}{4} (d_{bh}^2 - d_h^2)} \quad (2.132)$$

(2) 볼트 인장응력의 검정

$$\sigma_t = \frac{F_b}{A_t} \quad (2.133)$$

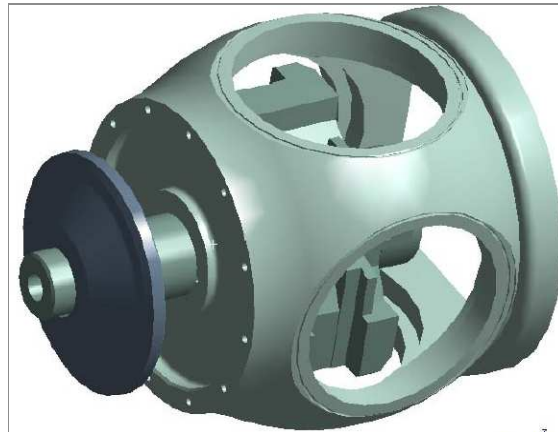
나사산 전단응력은 소재강도의 상호관계 일치에 따른 소재의 효율에 기초하여 예측한다. 볼트 및 너트가 동등한 소재강도를 가지면 나사산 효율  $E_{ff} = 0.5$  이며, 볼트의 전단강도 < 너트의 전단강도이면 나사산효율  $E_{ff} = 0.625$  이고, 볼트의 전단강도 > 너트의 전단강도이면 나사산효율  $E_{ff} = 0.75$  로 한다. 여기서,  $L_e$  는 나사산 결합 부분의 길이(m) 이다.

## 2.7 콘 엔드 플레이트(Cone End Plate)의 구조해석

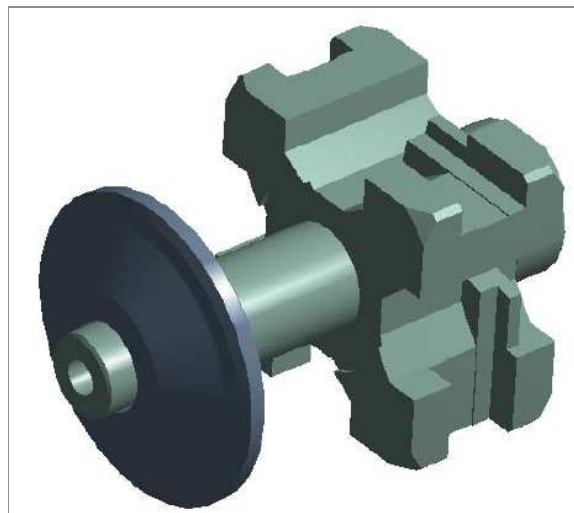
### 2.7.1 콘 엔드 플레이트의 구조 및 특성

**Fig. 2.40, 2.41**에서 보는 바와 같이 허브 바디의 일부분인 콘 엔드플레이트는 프로펠러 허브 조립체의 강도 및 강성을 유지시키는 역할을 한다. 유압 액추에이터와 크로스헤드 및 콘 엔드 플레이트를 수용하는 공간을 가지는 프로펠러 허브의 구조는 허브 콘을 조립하기 위한 볼트 구멍을 가지는 플레이트로 구성된다. 결합된 모서리 상태의 외주는 고정되고 내경부는 자유롭다. 외주반경은 허브

콘 플랜지부위로서 볼트로 고정되고 내경부는 크로스헤드 로드가 왕복운동을 한다. 이때 허브 콘의 플랜지부 구조를 해석함에 있어 허브 몸체의 볼트구멍에 대한 영향은 고려되어야한다.



*Fig. 2.40 Outer view of hub body, piston and crosshead assembling*



*Fig. 2.41 Outer view of the piston and crosshead assembling*

주 부하는 피스톤과 콘 엔드플레이트 사이의 오일 압력이다. 일반적으로 콘의 볼트 조임 부분, 엔드플레이트 평면의 굳은 쪽(solid parts), 블레이드 플랜지 결합부위의 베어링 링과 웨브부위의 보강에 의하여 **Fig. 2.40** 에서 보는 바와 같이 반경방향 변형을 제한하여 발생모멘트에 대비한다. 부하의 종류는 내부 압력, 블레이드의 원심력 그리고 엔드플레이트의 작동부하이다.

엔드 플레이트의 변위는 일종의 탄성지지와 같이 허브 바디에 작용하는 베어링 컬러를 잡고 있는 잔여 웨브들에 의하여 지탱된다. 그러나 허브 바디를 지탱하게 하는 응력변형의 추정을 단순화 하기위하여 고정체로 대신한다. 엔드플레이트는 구멍을 가지고 있으며, 충분히 두껍다. 실린더 벽은 팽창되지 않고 반경방향의 변위가 작은 고정체라 생각할 수 있을 정도로 두꺼운 실린더 벽의 바닥 원판을 갖는다. 콘 엔드플레이트의 기하학적 치수 및 소재특성에 대해서는 다음과 같이 정의한다 (**Fig. 2.42** 참조).

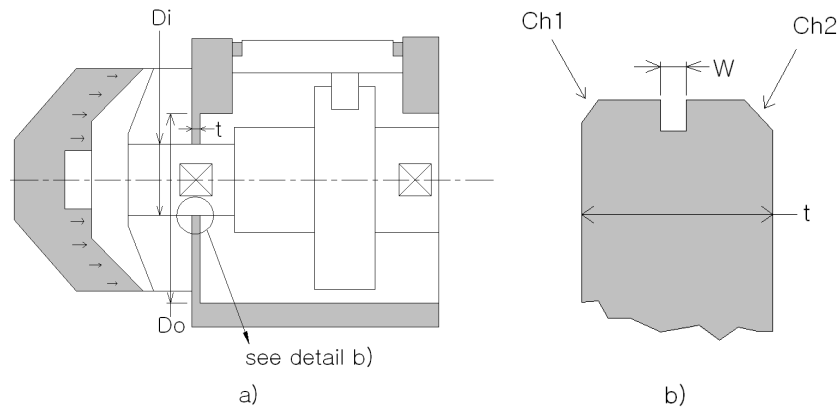
기하학적 치수

$t$  : 플레이트 두께  
 $t_{be}$  : 엔드플레이트 베어링 두께  
 $D_o$  : 엔드 플레이트 외경  
 $D_i$  : 엔드 플레이트 내경  
 $l$  : 피스톤 로드사이의 길이  
 $C_h$  : 캠버 크기  
 $W$  : 립 쉘의 폭

소재특성으로는

$d_{bc}$  : 상대편 구멍깊이  
 $S_y$  : 항복강도  
 $S_u$  : 극한강도  
 $E$  : 탄성계수  
 $\nu$  : 포아송 비  
 $e$  : 연신율 [%]

내부압력  $q$  는 유압 액추에이터에 의하여 공급된다.



**Fig. 2.42 Longitudinal section of the hub with end plate and piston chamfer**

### 2.7.2 콘 엔드 플레이트의 구조해석

#### 1) 굽힘응력 $\sigma$

허브 콘 플랜지 볼트 구멍에 대한 영향계수는  $a = \frac{d_{bc}}{2}$  이며,

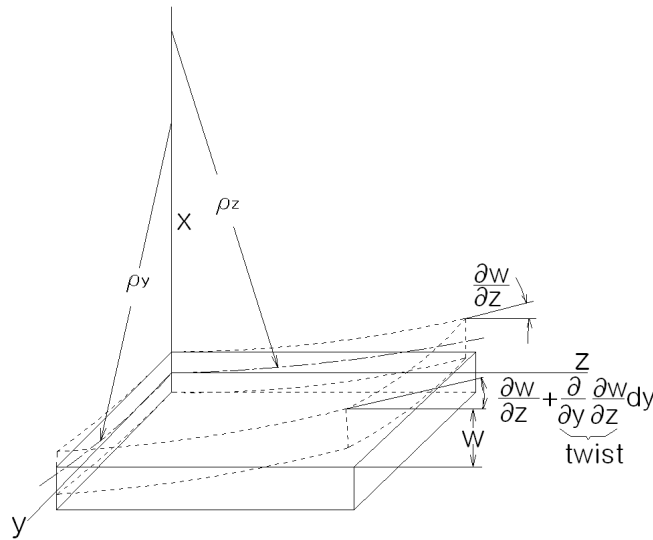
$$\sigma = \frac{3(3 + \nu pl)q}{8} \frac{a^2}{t^2} \quad (2.134)$$

엔드플레이트는 오일압력과 크로스헤드 로드에 의하여 부하를 받는다. 크로스헤드 로드는 크랭크핀에서 엔드플레이트 베어링을 통하여 부하를 전달받으며, 블레이드 전체수량중 한개에 해당하는 블레이드 부하가 크로스헤드 립에 작용하는 것으로 기준을 정한다. 그리고 엔드플레이트 내경에 미치는 변형을 추정하기 위하여, 일반식뿐만 아니라 엔드플레이트의 모든 지점에 대하여 변위, 기울기, 모멘트 그리고 전단 평가를 한다.

응력변형의 결정은 앞에서 소개한 식(2.70 ~ 2.76)과 같이 3차원 플레이트의 적분형태를 적용한다. 편향된 엔드플레이트의 기하학적 도형은 두개의 좌표향과 꼬임각으로 표시된다. 좌표계는 **Fig. 2.27** 에서 이미 소개된바 있으며, 꼬임각은

기울기의 한쪽방향에서 다른 쪽 방향으로 증가하는 증가 비에 의하여 측정된다.

**Fig. 2.43** 에서 일반적으로 플레이트는 상부쪽 변위가 (+)변위이고 전진방향과 일치하는  $x$  축과 나란히 놓여지며 블레이드 방향과 일치하는  $y$  축으로 설정한 좌표계가 사용된다. 엔드플레이트의 기본적인 구조는 **Fig. 2.43** 에 따라서 곡률  $\frac{1}{\rho_t} = \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial z}$  의 한쪽방향으로 증가하는 변위  $w$  에 의하여 결정되는 꼬임각에 대한 것이다. 그리고 굽힘 변형은  $x \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}$  ,  $x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$  이고, 전단 변형은  $\gamma_{xz} = 2x \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial z} \right)$  이다. 응력변형  $\tau_{xz}$ 와 함께 구멍을 가진 플레이트를 기초로 하여 생성되는 식 (2.70 ~ 2.76)에서 사용하였던 바와 같이 엔드 플레이트에서도 같은 식으로 된다.



**Fig. 2.43** Plate coordinates, deflection, curvatures and twist for end plate

엔드플레이트의 미분식은 좌표계에 대하여 정적부정(indetermination)과 구조 해석의 적용방법에 따라 중첩에 의한 해석결과를 고려해야한다. 모멘트의 해를 위하여 유사한  $s = 6M/t^2$  식에 의하여 변환되며,  $D$ 에 의하여서는  $Et^3/12(1-\nu^2)$

으로 대신한다. 엔드플레이트의 경우에 대해서는 응력식들을 포아송 비의 숫자적 치환, 보조계수 내에서 결합되는 외경과 내경 비에 의하여 해를 얻게 된다. 각 상수는 다음과 같으며,<sup>[18]</sup> 여기서  $a = \frac{D_o}{2}$ ,  $b = \frac{D_i}{2}$ ,  $r_o = b$  이다.

$$C_1 = \frac{1+\nu}{2} \frac{b}{a} \ln\left(\frac{a}{b}\right) + \frac{1-\nu}{4} \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a}\right)$$

$$C_4 = \frac{1}{2} \left[ (1+\nu) \frac{b}{a} + (1-\nu) \frac{a}{b} \right]$$

$$C_7 = \frac{1}{2} (1-\nu^2) \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a}\right)$$

$$L_{11} = \frac{1}{64} \left[ 1 + 4\left(\frac{r_o}{a}\right)^2 - 5\left(\frac{r_o}{a}\right)^4 - 4\left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \left\{ 2 + \left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \right\} \ln\left(\frac{a}{r_o}\right) \right]$$

$$L_{14} = \frac{1}{16} \left[ 1 - \left(\frac{r_o}{a}\right)^4 - 4\left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \ln\left(\frac{a}{r_o}\right) \right]$$

$$L_{17} = \frac{1}{4} \left[ 1 - \frac{1-\nu}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{r_o}{a}\right)^4 \right\} - \left(\frac{r_o}{a}\right)^2 \left\{ 1 + (1+\nu) \ln\left(\frac{a}{r_o}\right) \right\} \right]$$

2) 링의 굽힘응력  $M_r$

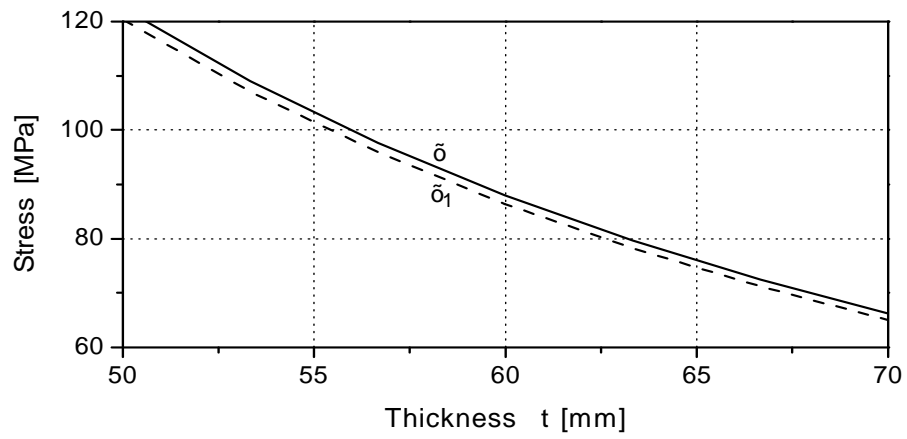
$$M_r = a^2 P \left( L_{17} - \frac{C_7}{C_4} L_{14} \right) \quad (2.135)$$

두께 및 다른 기하학적 형상에 의거한 굽힘응력은

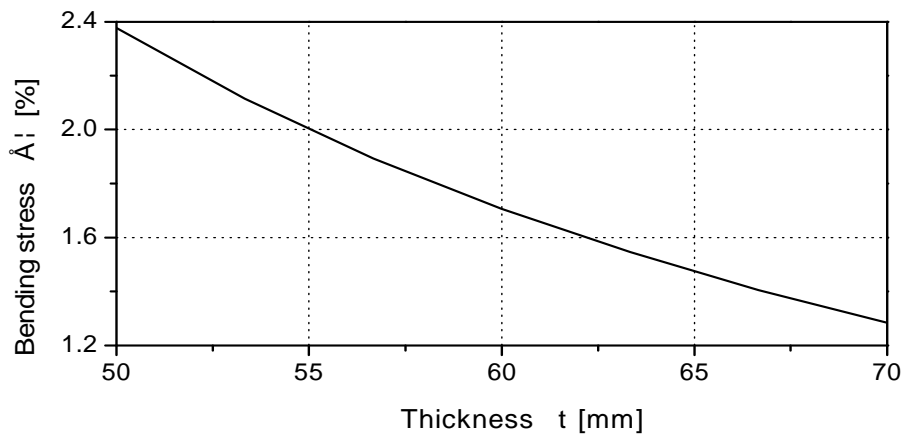
$$\sigma = \frac{6M_r}{t^2} \quad (2.136)$$

**Fig. 2.44** 는 베어링 구멍 반경  $r_o$  에 대한 굽힘응력  $\sigma$  와 베어링 구멍 반경  $r_{o1}$  에 대한 굽힘응력  $\sigma_1$  을 보여준다. 두께에 따른 엔드플레이트의 굽힘 응력은 엔드플레이트 두께보다 더욱 천천히 변하게 된다. 엔드플레이트 두께를 설계 근사 값인 0.07m 로부터 28% 감소를 시키면 굽힘 응력은 2.5 % 증가한다. 엔드플레이트 두께에 따른 굽힘 응력 차이는  $\sigma_2$  에서,  $\triangle\sigma = \frac{\sigma - \sigma_1}{\sigma_2} \times 100$  으로 결정되고 **Fig. 2.45** 와 같은 굽힘응력 그래프가 된다.





*Fig. 2.44 Bending stress dependent on thickness and end plate bearing hole radius*

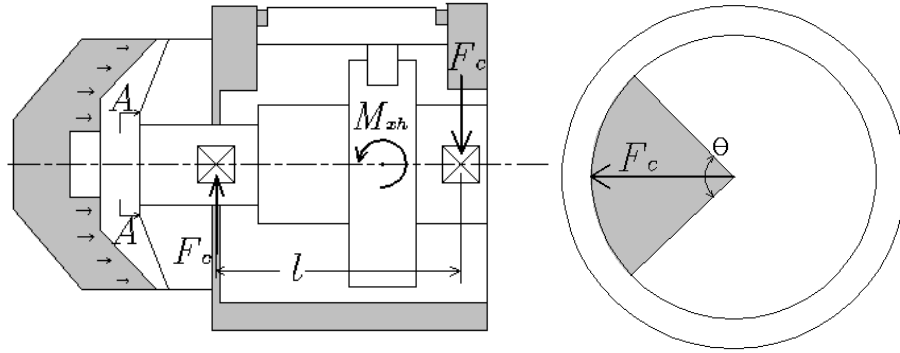


*Fig. 2.45 Relative bending stress dependent on thickness and end plate bearing hole radius*

3) 원주 길이 당 부하에 의한 전단응력은 다음과 같다.

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{\pi (D_o^2 - D_i^2) P}{4\pi D_o t} \quad (2.137)$$

내부 표면에 미치는 베어링 응력은 축 방향 피스톤 로드와 힘에 기인 한다. **Fig. 2.46** 에서 보는바와 같이 피스톤 로드와 굽힘 모멘트는 축(lateral)방향 피스톤 로드 힘  $F$  에 베어링간의 거리  $l$  를 곱한 것이다. 베어링 면적은 투영면적의  $90^\circ$  범위에 있는 것으로 추정한다.



**Fig. 2.46** Scheme of longitudinal section of the hub

(1) 굽힘응력

$$\sigma_b = \frac{F_c}{(t_{bc} - C_{h1} - C_{h2} - W) D_i T \sin \frac{\pi}{4}} \quad (2.138)$$

여기서, 크랭크 핀으로부터 생성된 모멘트에 의한 반력  $F_c$  는 식(2.171)에 따라 구한다.

(2) 굽힘에 의한 변위는

$$y_b = \frac{12(1-\nu^2)a^4P}{Et^3} \left( \frac{C_1L_{14}}{C_4} - L_{11} \right) \quad (2.139)$$

(5) 전단변위는

$$y_s = \gamma(a-b) \quad (2.140)$$

여기서, 각 변위  $\gamma = \frac{\tau}{G}$ , 전단탄성계수  $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$  이다.

(6) 총 변위는

$$y = y_b + y_s \quad (2.141)$$

## 2.8 허브 바디 내에서 작동하는 구성부품에 대한 구조해석

### 2.8.1 내부 압력에 따라 피스톤에 미치는 응력

비교적 가볍고 얇은 벽의 실린더구조 내에 있는 액추에이터의 피스톤-실린더 조립체는 신중한 고려가 필요하다. 비교적 높은 유체압력에 의하여 운전되는 기구를 구성하는 실린더 벽은 비교적 두꺼운 두께를 가지며, 그것은 조립체의 운전을 위하여 작용하는 유체압력에 의하여 팽창한다. 허브 콘 내의 압력으로 변형될 수 있으며, 허브 콘의 탄성한계 내로 팽창하는 허브 콘 벽과 더불어 실린더 벽과 함께 밀폐상태를 유지한다. 피스톤 조립체는 슬리브 내에 실린더로드를 포함하고 있으며, 내경을 갖는 뒤쪽 부분은 조립되는 곳의 로드 외경보다 직경이 작다. 피스톤은 축 중심부에 고정된 플레이트로서 외부 쪽의 모서리는 자유상태에 있는 것으로 생각할 수 있다. 식 (2.70~2.76)은 포아송 비, 컬러베어링과 엔드플레이트의 외경과 내경에 의하여 계산된 해와 계수로서 사용된다.

그리고 피스톤 너트는 연결봉(크로스헤드끝단)을 피스톤에 견고하게 고정하며 피스톤 상에 조립공간을 두고 있다. 피스톤 두께는 높은 작동 유압에 대하여 잘 견딜 수 있는 두께로 선정하여야한다. 이와 같이 피스톤 자체는 지금까지 고안

되고 개선된 조절수단의 도움 없이 본질적으로 균등한 부하를 갖추며, 크로스헤드에 연결 되는 모든 연결방법에 의한 길이변화에 대한 보상을 할 수 있게 되어 있으며, 피스톤은 블레이드 선회 장치 및 연결구조가 마모되더라도 크랭크 핀과 각종 연결장치 에 균등부하를 유지할 수 있도록 하는 조절수단과 더불어 적용이 가능하도록 되어있어야 한다.<sup>[20]</sup>

다음은 피스톤의 기하학적 형상 및 소재특성과 적용된 부하에 의하여 피스톤의 구조적인 작용을 판단하기위하여 이용되며,

기하학적 특성 (Fig. 2.47 참조)	소재 특성
$a$ : 외부 반경	$E$ : 탄성계수
$b$ : 내부 반경	$\nu$ : 포아송 비
$t_a$ : 외부 반경의 두께	$S_y$ : 항복강도
$t_b$ : 내부 반경의 두께	$S_u$ : 극한강도
	$e$ : 연신율 [%]

적용부하로서는 내부압력  $q$ 를 택한다.

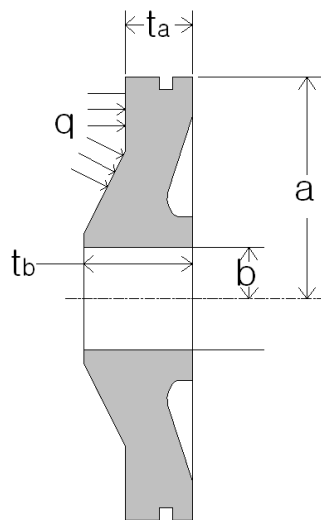


Fig. 2.47 Longitudinal section of the piston

### 3) 피스톤의 구조적 특성 및 성능 평가

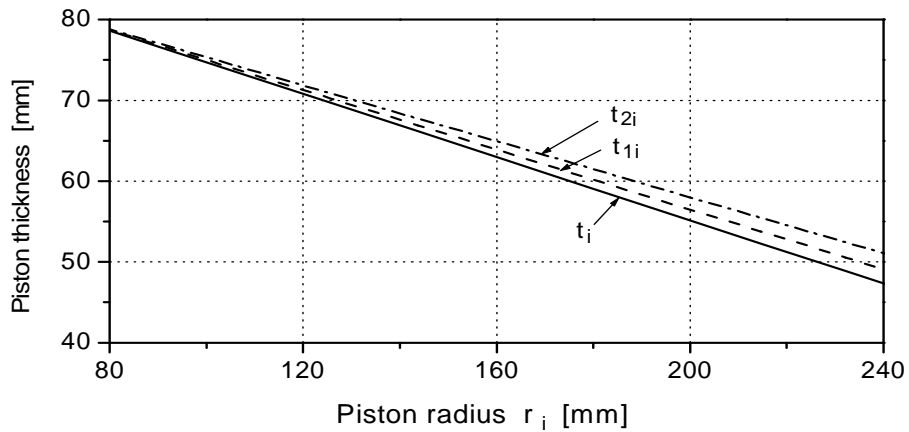
피스톤의 구조적 특성과 성능을 평가하기 위하여, 상이한 피스톤반경의 응력과 변위의 계산은 다음과 같이 이루어지며, 응력과 변위를 측정한 반경  $r_i$ , 반경  $r_i$ 의 두께  $t_i$ , 반경  $r_i$ 에서 일정한 플레이트 휨 강도  $D_i$ ,  $D$ 가 일정할 때 평균 강도  $D_{ave}$ , 압력부하의 내부반경  $r_o$ 이며, 피스톤 특성을 구하기 위한 반경은 식 (2.142)과 같이 피스톤 내, 외반경의 함수관계에 놓여있다.

$i = 0 \sim 10$  에서

$$r_i = b + \frac{a-b}{10} \times i \quad (2.142)$$

(1) 상이한 반지름의 원뿔형 피스톤 두께는 또한 외부 및 내부 반지름의 함수이고 피스톤 바디의 원뿔 각  $\alpha_p$ 의 함수이며 (**Fig. 2.48** 참조)

$$t_i = t_b + \frac{t_a - t_b}{a - b} (r_i - b) \sin \alpha_p \quad (2.143)$$

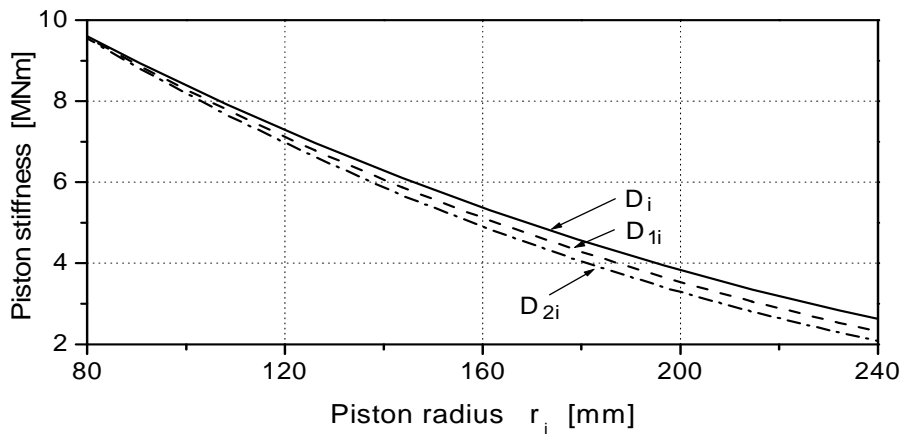


**Fig. 2.48** Thickness of piston for different radius dependent on average cone angle

(2) 상이한 반지름의 원뿔형 피스톤의 강성은 또한 피스톤몸체의 원뿔 각  $\alpha_p$ 에 의한 두께의 함수이며 다음 식으로부터 구한다.

$$D_i = \frac{Et_i^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2.144)$$

식 (2.143)에 기초하여 콘의 상이한 각에 대한 원뿔형 피스톤의 강성은 **Fig. 2.49**에 제시되어 있다. 콘의 각 감소에 의하여, 피스톤의 강성은 증가한다. 강성의 차이는 피스톤반경의 증가와 함께 변하게 되며, 그것은 보다 적은 콘의 각을 가지는 피스톤의 강성은 보다 큰 콘의 각을 가지는 피스톤 강성보다 더 천천히 감소한다. 콘의 각을  $60^\circ$ 에서  $50^\circ$ 로 감소하게 되면, 강성은 22.3% 감소하게 되고 콘의 각을  $70^\circ$ 에서  $60^\circ$ 로 감소하게 되면, 강성은 28.8% 감소하게 된다. 만약 축 방향 치수가 제한되어있지 않다면 콘의 각은 더욱 작게 적용하는 것이 유리하다. 실선은  $70^\circ$ 의 콘 각도, 점선은  $60^\circ$ 의 콘 각도, 대시 점은  $53^\circ$ 의 콘 각도에 대한 결과를 나타낸다.



**Fig. 2.49** Cylindrical stiffness of the piston for different radius dependent on three different average cone angle

최대 피스톤 힘은

$$F_{orce} = \pi a^2 q$$

이후 이 절에서의 상수는 다음과 같다.<sup>[18]</sup>

$$C_1 = \frac{1+\nu}{2} \frac{b}{a} \ln\left(\frac{a}{b}\right) + \frac{1-\nu}{4} \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a}\right)$$

$$C_3 = \frac{b}{4a} \left[ \left\{ \left(\frac{b}{a}\right)^2 + 1 \right\} \ln\left(\frac{a}{b}\right) + \left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1 \right]$$

$$C_4 = \frac{1}{2} \left[ (1+\nu) \frac{b}{a} + (1-\nu) \frac{a}{b} \right]$$

$$C_6 = \frac{b}{4a} \left[ \left(\frac{b}{a}\right)^2 - 1 + 2 \ln\left(\frac{a}{b}\right) \right]$$

$$C_7 = \frac{1}{2} (1-\nu^2) \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a}\right)$$

$$C_9 = \frac{b}{a} \left[ \frac{1+\nu}{2} \ln\left(\frac{a}{b}\right) + \frac{1-\nu}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2 \right\} \right]$$

$$F_{4i} = \frac{1}{2} \left[ (1+\nu) \frac{b}{r_i} + (1-\nu) \frac{r_i}{b} \right]$$

$$F_{6i} = \frac{b}{4r_i} \left[ \left(\frac{b}{r_i}\right)^2 - 1 + 2 \ln\left(\frac{r_i}{b}\right) \right]$$

$$F_{7i} = \frac{1}{2} (1-\nu^2) \left(\frac{r_i}{b} - \frac{b}{r_i}\right) \quad (2.145)$$

$$F_{9i} = \frac{b}{r_i} \left[ \frac{1+\nu}{2} \ln\left(\frac{r_i}{b}\right) + \frac{1-\nu}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{b}{r_i}\right)^2 \right\} \right]$$

$$G_{14i} = \frac{1}{16} \left[ 1 - \left(\frac{r_o}{r_i}\right)^4 - 4 \left(\frac{r_o}{r_i}\right)^2 \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) \right]$$

$$G_{17i} = \frac{1}{4} \left[ 1 - \frac{1-\nu}{4} \left\{ 1 - \left(\frac{r_o}{r_i}\right)^4 \right\} - \left(\frac{r_o}{r_i}\right)^2 \left\{ 1 + (1+\nu) \ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right) \right\} \right] \quad (2.146)$$

$$\begin{aligned}
L_{11} &= \frac{1}{64} \left[ 1 + 4 \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 - 5 \left( \frac{r_o}{a} \right)^4 - 4 \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \left\{ 2 + \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \right\} \ln \left( \frac{a}{r_o} \right) \right] \\
L_{14} &= \frac{1}{16} \left[ 1 - \left( \frac{r_o}{a} \right)^4 - 4 \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \ln \left( \frac{a}{r_o} \right) \right] \\
L_{17} &= \frac{1}{4} \left[ 1 - \frac{1-\nu}{4} \left\{ 1 - \left( \frac{r_o}{a} \right)^4 \right\} - \left( \frac{r_o}{a} \right)^2 \left\{ 1 + (1+\nu) \ln \left( \frac{a}{r_o} \right) \right\} \right]
\end{aligned} \tag{2.147}$$

(3) 세로 단면도에 있어서 회전각  $\theta$ , 변위  $y$ , 그리고 전단  $Q$  의 경계치는 피스톤의 외부 및 내부 반지름과 포아송 비 사이의 상호관계에 의하여 결정되는 상기 상수에 의하여 계산된다.

$i = 0 \sim 10$  에서,

$$r_i = b + \frac{a-b}{10} \times i \tag{2.148}$$

$$t_i = t_b + \frac{t_a - t_b}{a - b} (r_i - b) \sin \alpha_p \tag{2.149}$$

$$D_i = \frac{Et_i^3}{12(1-\nu^2)} \tag{2.150}$$

$$D_{ave} = \frac{1}{10} \sum_{i=0}^{10} \frac{Et_i^3}{12(1-\nu^2)} \tag{2.151}$$

(4) **Fig. 2.47** 과 같이 피스톤의 반경  $b$  에서 피스톤 변형은 피스톤 두께를 통한 강성에 따라서 고려된다. 이 변형은 피스톤 로드 고정되어 있는 피스톤의 품질로 결정된다. 피스톤 규격은 설계상 적합하고 그 크기는 최소가 되어야 한다. **Fig. 2.48** 의 결과는 평균적인 콘 각을 기준하여 피스톤의 반경차이에 따른 피스톤두께의 변화를 보여주고 있다.

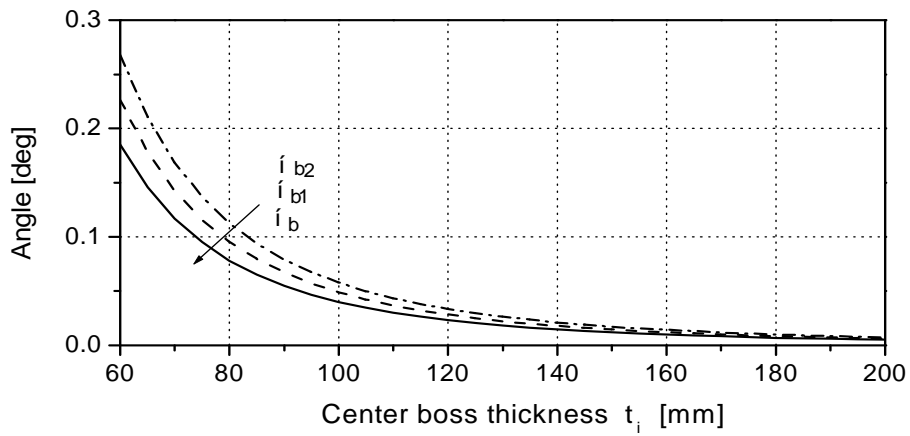
$\theta_b = \Phi(\theta_b, D_{ave}, q, n_w, a, r_o)$  에서,

$$\theta_b = -\frac{qa^3}{D_{ave} C_7} \times \left[ \frac{C_9}{2ab} (a^2 - r_o^2) - L_{17} \right] \tag{2.152}$$

**Fig. 2.50** 과 같이 반경  $b$  에 있어서의 각 변위는 피스톤 중심보스길이 방향



의 두께증가와 더불어 그 값은 감소한다. 설계상 결정된 피스톤 중심보스의 두께(0.09 m)가 적음에도 불구하고 상기 그래프에 보는바와 같이 변형 값은 충분히 적은 상태이며, 계속하여 두께를 많이 증가시킨다하여도 매우 완만하게 변형 값은 줄어들게 된다는 것을 알 수 있다. 따라서 설계상 선택되는 피스톤 중심보스의 두께 0.09 m 는 작동압력에 대한 피스톤변형의 행태가 안전계수(약 2) 범위 내에서 충분히 안전하다고 볼 수 있을 것이다.



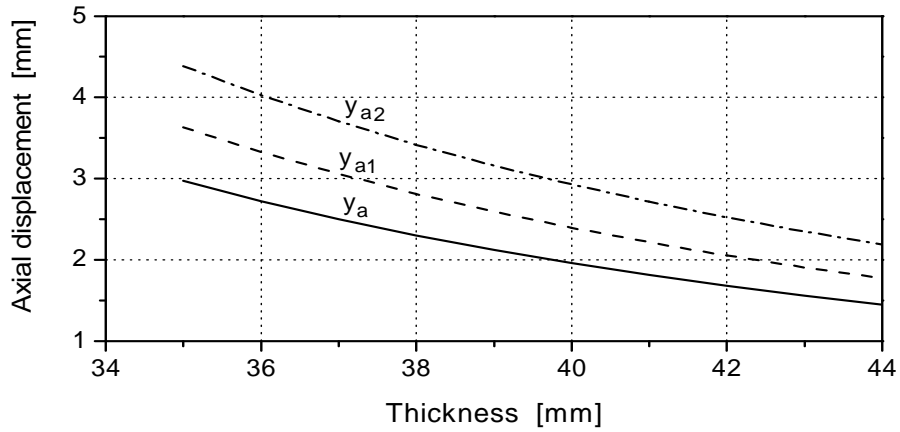
*Fig. 2.50 Angular rotation of the piston at radius  $b$*

- (5) 반경  $b$  에서의 전단력은

$$Q_b = \frac{q}{2b} (a^2 - r_o^2) \quad (2.153)$$

- (6) 반경  $a$  에서의 변위는 (**Fig. 2.51**)

$$y_a = a\theta_b C_1 + Q_b \frac{a^3}{D_{ave}} C_3 - \frac{qa^4}{D_{ave}} L_{11} \quad (2.154)$$



**Fig. 2.51** Axial displacement of the piston at  $a$  radius

피스톤 두께와 상이한 운전압력상태에서의 피스톤 축상변위를 고려할 때 피스톤 쉘의 물리적 강성은 매우 중요하다. 이것과 관련하여 피스톤 두께를 좀더 두껍게 한다면 피스톤모서리의 축상변위는 감소할 것이다. 오일압력 아래에서의 피스톤 변형응답에 대한 예측 또한 중요하다. 피스톤과 로드의 직경비(3.194)와 피스톤과 피스톤설치표면 직경비(3.808)는 설계상 충분히 고려되고 있으며, 피스톤몸체의 원주상 변형변위는 피스톤구멍표면과 피스톤로드와 결합하고 있는 결합면의 변형을 일으킨다. 피스톤의 결합표면과 구멍근처의 변형은 접촉압력과 등가응력을 증가 시킨다.

**Fig. 2.50** 에서 나타난 결과와 같이 피스톤 보스 근처의 반경  $b$  의 각운동에 의한 변형은 상이한 압력 하에서 피스톤 두께의 증가와 함께 감소하는 경향을 보이고 있으며, 피스톤 두께의 큰 증가는 어떠한 압력조건하에서도 피스톤변형은 감소하게 되고 이러한 유사경향은 축 방향 변위에도 미치게 된다.

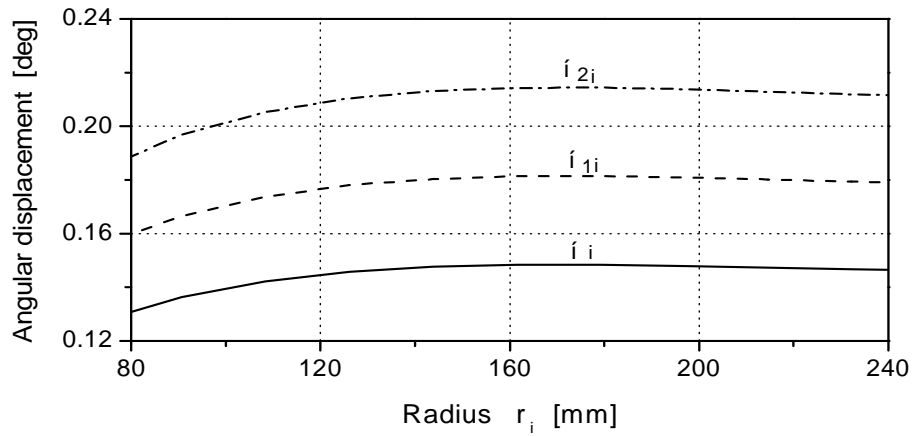
(7) 반경  $a$  에서의 회전에 의한 각변위(rad)는

$$\theta_a = \theta_b C_4 + Q_b \frac{a^2}{D_{ave}} C_6 - \frac{qa^2}{D_{ave}} L_{14} \quad (2.155)$$

(8) 반경방향 응력을 일으키는 굽힘 모멘트의 일반식  $M_r$  와 접선응력을 일으키는 굽힘 모멘트  $M_t$  는

$$\left. \begin{aligned} \theta_i &= \theta_b F_{4i} + Q_b \frac{r_i^2}{D_{ave}} F_{6i} - q \frac{r_i^3}{D_{ave}} G_{14i} \text{ 에서,} \\ M_{ri} &= \theta_b \frac{D_{ave}}{r_i} F_{7i} + Q_b r_i F_{9i} - q r_i^2 G_{17i} \\ M_{ti} &= \frac{\theta_i D_{ave} (1 - \nu^2)}{r_i} + \nu M_{ri} \end{aligned} \right\} \quad (2.156)$$

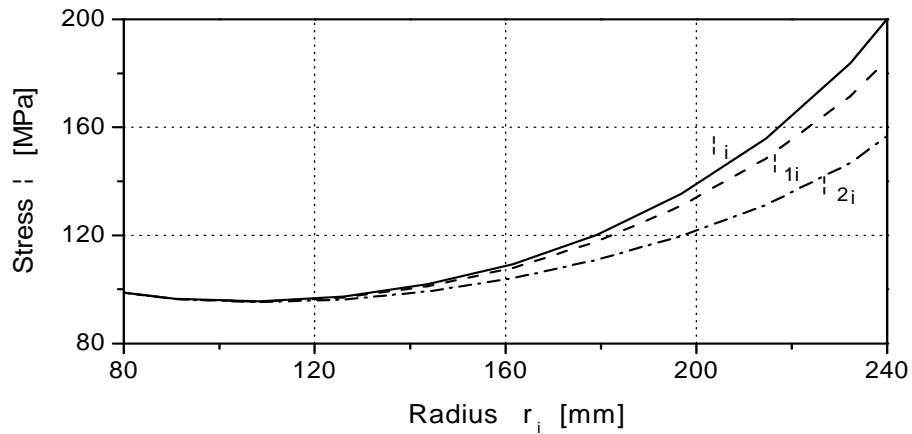
**Fig. 2.52** 의 결과와 같이  $i$  반경에서의 각 변위는 피스톤 외부와 내부 모서리 사이의 중간근처에서 최대값을 가지며, 피스톤 중 가장 높은 값은 피스톤 중심보스의 구멍근처에 위치한다. 피스톤 중심보스와 외부모서리 사이의 두께 및 강성은 그 값이 너무 작아서 각 변위에 영향을 거의 주지 않는다. 최상의 피스톤 두께 선정은 피스톤소재와 기하학적 형상에 대하여 합리적인 안전계수를 적용하여 선정하여야 할 것이다.



**Fig. 2.52** Angular displacement at  $i$  radiuses under different pressure

(9) 반경방향응력, 접선응력 그리고 압력에 의한 응력은 각각 다음과 같다 (*Fig. 2.53*).

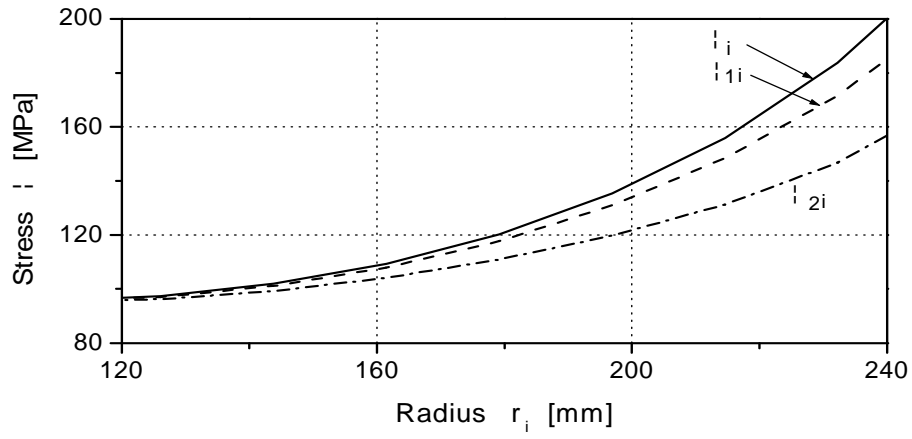
$$\sigma_{ri} = \frac{6M_{ri}}{t_i^2}, \quad \sigma_{ti} = \frac{6M_{ti}}{t_i^2}, \quad \sigma_p = -q \quad (2.157)$$



*Fig. 2.53 Von-Mises stress on different radius for three fixed pressure loads(6.5, 5.5, 4.5 MPa )*

피스톤의 내, 외부 반경의 정압응력이 일정한 상태에서 반경방향 응력  $\sigma_{ri}$ (인장)의 증가와 접선응력  $\sigma_{ti}$ (압축)의 증가로 인하여 Von-Mises 응력은 피스톤 외부에 압축을 일으키며 증가하게 된다. 그러나 그해는 피스톤구멍과 설치표면의 인장효과는 계산되지 않으나 그 응력은 더 크게 될 수 있으며, 복잡한모양의 관형구조 해에 의하여 예측할 수 있다. 보다 정확한 판단기준은 유한요소 모델링의 적용에 있다 할 것이다.

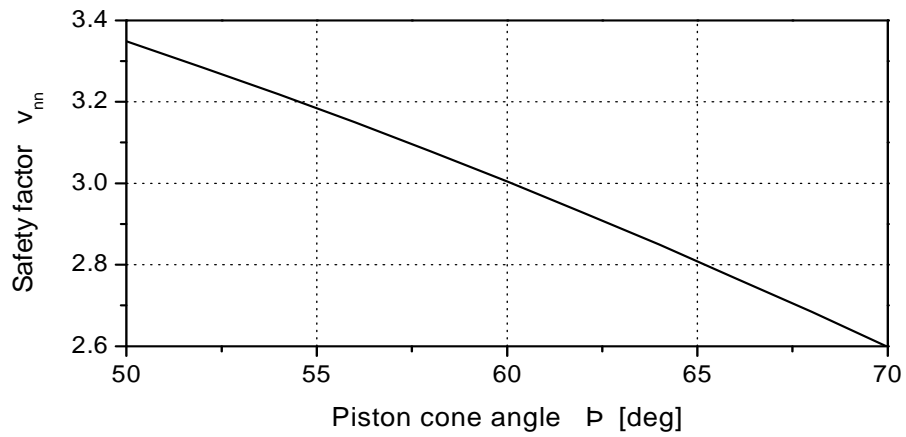
콘 각에 의한 등가응력은 *Fig. 2.54* 에 나타나 있으며, 그 결과는 피스톤 콘 각의 감소와 더불어 Von-Mises 응력은 감소한다. 실선은  $70^\circ$ 의 콘 각을, 점선은  $60^\circ$  그리고 대시 점은  $53^\circ$ (설계기준) 콘 각도에 대한 값을 표시한다.



*Fig. 2.54 Von-Mises stress for different average piston cone angle under fixed pressure load(5.5MPa ) in accordance with piston cone radius*

(10) 정상응력에 대한 최소 안전계수 (**Fig. 2.55**)

$$v_{nn}(\alpha) = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \quad (2.158)$$



*Fig. 2.55 Diagram of safety factor*

(11) 최대 전단응력은

$$\tau_{\max} = \frac{Q_b}{t_b} \quad (2.159)$$

(12) 전단응력에 대한 최소 안전계수는

$$n_s = \frac{S_y}{2\tau_{\max}} \quad (2.160)$$

## 2.8.2 슬라이딩 블록 및 크랭크 핀의 굽힘과 전단응력의 계산

1) 기하학적 도형, 소재특성 및 부하자료

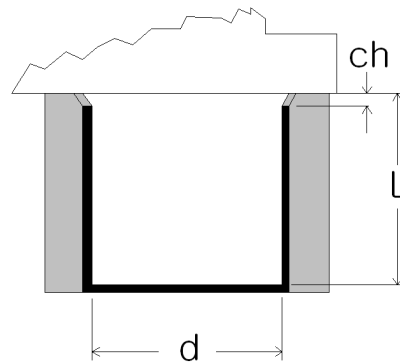
(1) 슬라이딩 블록 및 크랭크 핀의 기하학적 특성(**Fig. 2.56**)

$d$  : 크랭크 링 핀의 직경 [m]

$L$  : 크랭크 링 핀의 길이 [m]

$c_h$  : 슬라이딩 블록 캠버 [m]

$Z$  : 블레이드 수



**Fig. 2.56** Cross section of sliding block and crank pin

(2) 소재 특성

$B_{lock}$  : 슬라이딩 블록 소재 코드

$C_{rank}$  : 크랭크 링 소재 코드

$S_y$  : 항복강도 [Pa]

$S_u$  : 극한강도 [Pa]  
 $E$  : 탄성계수 [Pa]  
 $\nu$  : 포아송 비  
 $e$  : 연신율 [%]

2) 슬라이딩 블록과 크랭크 핀 상호간섭 면에서의 굽힘응력 계산

(1) 베어링 응력은

$$\sigma_b = \frac{F}{ZA_b} \quad (2.161)$$

여기서, 베어링 면적  $A_b = d(L - c_h)$  이다.

(2) 크랭크 핀 굽힘 응력 계산에 이어서 전단계수는

$$S = \frac{I}{c} \quad (2.162)$$

여기서,  $I = \frac{\pi d^4}{64}$ ,  $c = \frac{d}{2}$  이다.

(4) 굽힘 모멘트는

$$M_b = \frac{F}{Z} \frac{L + c_h}{2} \quad (2.163)$$

(5) 응력은

$$\sigma = \frac{M_b}{S} \quad (2.164)$$

(6) 핀 전단응력

$$\tau = \frac{4F}{3ZA_s} \quad (2.165)$$

여기서, 전단면적  $A_s = \frac{\pi d^2}{4}$  이다.

### 2.8.3 크로스 헤드 립과 피스톤 로드 의 응력 계산

#### 1) 크로스헤드 립의 기하학적 특성 및 소재특성

##### (1) 기하학적 정의 (**Fig. 2.57, 2.58, 2.59**)

$t$  : 립 두께 [m]

$h$  : 슬라이딩 블록 높이 [m]

$c_h$  : 슬라이딩 블록 캠버 [m]

$w$  : 크로스헤드 립 폭 [m]

$Z$  : 블레이드 수

$r$  : 코너 반경 [m]

$R_{xh}$  : 피스톤 로드로부터 슬라이딩블록 베어링 표면의 중심까지의 반경 [m]

$D_o$  : 피스톤 로드의 외경 [m]

$D_i$  : 피스톤로드의 내경 [m]

$n$  : 미터 당 나사산의 수

$L_e$  : 볼트 결합부의 길이 [m]

$I$  : 엔드플레이트 부시로부터 크로스헤드 후부 면까지의 거리 [m]

$c$  : 피스톤로드 부시로부터 크로스헤드 후부 면까지의 거리 [m]

$r_{pr}$  : 피스톤로드의 전이 반경 [m]

$t_n$  : 피스톤 너트의 두께 [m]

$D_r$  : 피스톤로드의 나사산 부위 직경 [m]

$n_r$  : 미터 당 피스톤로드의 나사산 수

##### (2) 소재에 대한 정의

$X_{head}$  : 크로스헤드 소재 코드

$N_{ut}$  : 피스톤 너트 소재 코드

$S_y$  : 항복강도 [Pa]

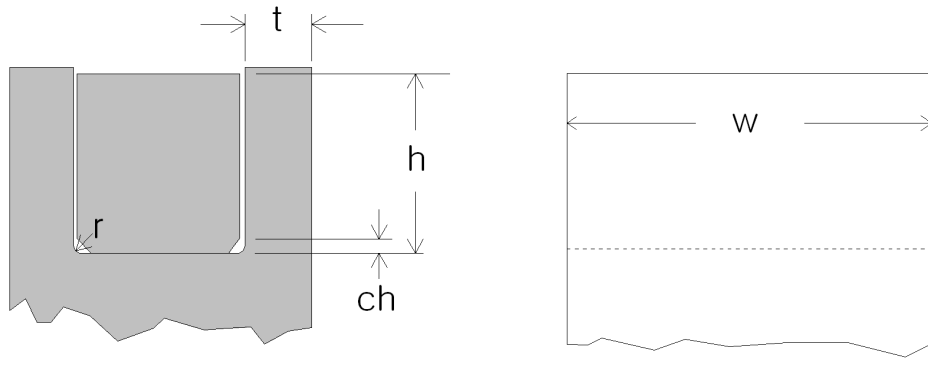
$S_u$  : 극한강도 [Pa]

$E$  : 탄성계수 [Pa]

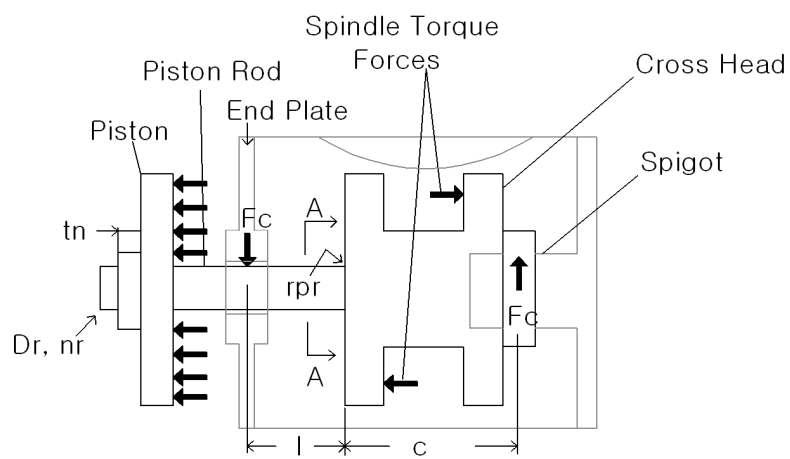
$\nu$  : 포아송 비

$e$  : 연신율 [%]

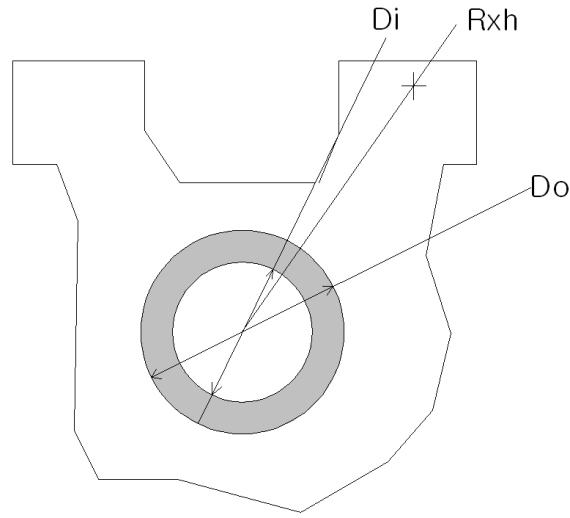




***Fig. 2.57 Crosshead lip***



***Fig. 2.58 Scheme of longitudinal section for the crosshead and piston***



**Fig. 2.59 Cross section of the crosshead**

2) 립의 굽힘 응력 계산과 단면계수  $S$  는

$$S = \frac{1}{6}wt^2 \quad (2.166)$$

3) 굽힘 모멘트  $M_b$  는

$$M_b = \frac{(100 + v)F}{100Z} \times \frac{h + c_h}{2} \quad (2.167)$$

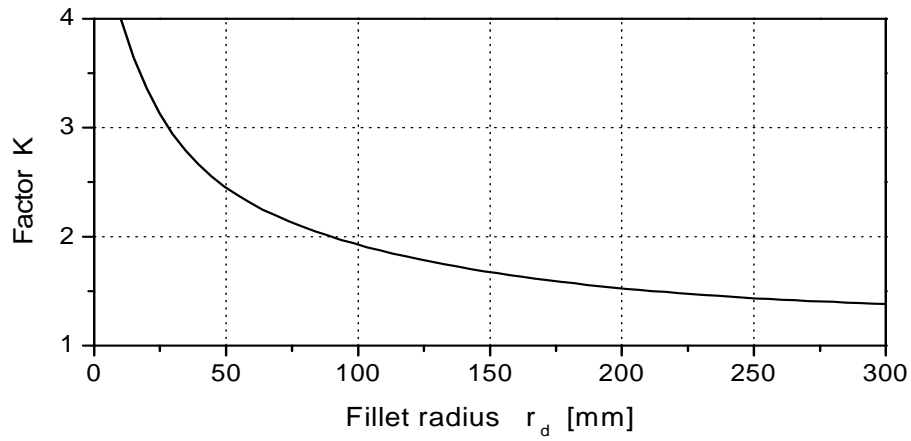
4) 코너 반경에 의한 크로스헤드 립의 응력집중은 립의 두께  $t$  와 반경  $r$  의 비에 기초한다.

5) Peterson's 응력집중계수에 의하며, 굽힘에 있어서 편편한 막대기의 응력집중계수는 (**Fig. 2.60**)<sup>[21]</sup>

$$k = f\left(v_s, r_d, K, \frac{r}{t}\right) \quad (2.168)$$

6) 굽힘 응력  $\sigma$  는

$$\sigma = \frac{kM_b}{2S} \quad (2.169)$$



*Fig. 2.60 Stress concentration factor in accordance with Peterson's<sup>[21]</sup>*

7) 전단응력

$$\tau = \frac{vF}{100ZA_s} \quad (2.170)$$

여기서, 전단면적  $A_s = tw$  이다.

8) 굽힘과 축 방향 힘에 의하여 피스톤로드의 응력을 예측한다. 크로스헤드에 있는 각각의 슬라이딩 블록은 수직 축으로부터 각  $\theta$  로 놓여있다. 모멘트  $M_{xh}$  는 주어진 입력변수와  $360^\circ$  회전을 위한 크랭크 핀 힘의 변동으로부터 유도한다.

$$\theta_i = \frac{2i\pi}{Z}$$

$$M_{xh} = \sum_{i=0}^{z-1} \left[ \frac{F}{Z} \left( 1 + \frac{v}{100} \cos \theta_i \right) R_{xh} \cos \theta_i \right] \quad (2.171)$$

9) 피스톤로드의 단면 2차모멘트와 면적은

$$\left. \begin{aligned} I &= \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{64} \\ A &= \frac{\pi(D_o^2 - D_i^2)}{4} \end{aligned} \right\} \quad (2.172)$$

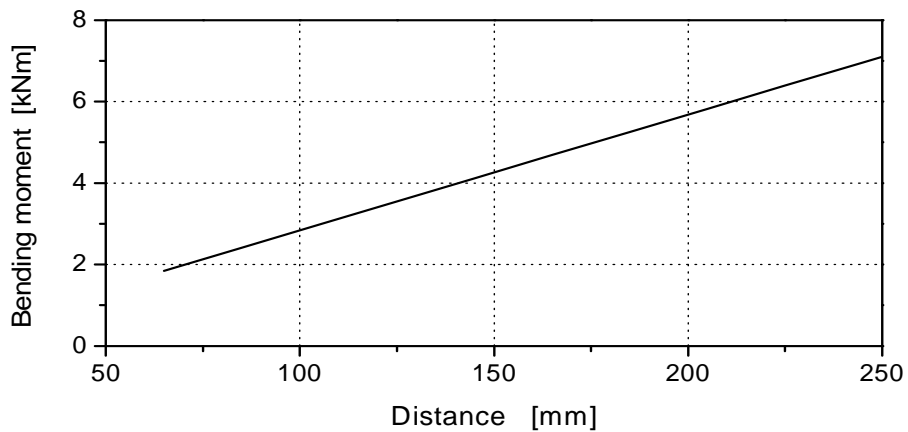
10) 피스톤 로드 베어링 힘  $F_c$  는

$$F_c = \frac{M_{xh}}{l + c} \quad (2.173)$$

11) 최대의 피스톤로드 굽힘 모멘트는  $l$  에서(**Fig. 2.58** 참조)

$$M_{pr} = F_c l \quad (2.174)$$

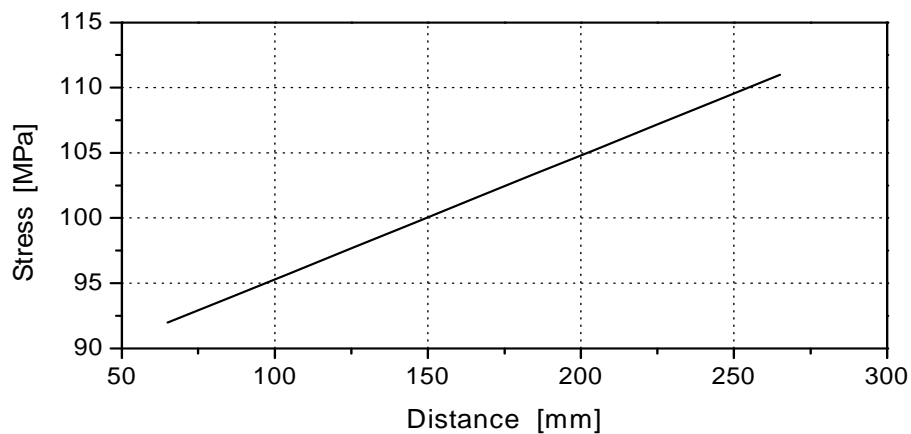
고정값  $M_{xh}$  에 대하여, 힘  $F_c$  는 식(2.159)에 따라서 피스톤이 움직이는 동안 일정하게 되나 로드의 굽힘 모멘트는 식(2.160)에 따라서 변하게 된다. 또한 축 회전에 따라서 굽힘 응력은 변하고 응력은 저주기의 변화를 가진다. 엔드플레이트 베어링과 크로스헤드 전면 부까지 거리가 달라짐에 따라 굽힘 모멘트의 변화는 다음그래프 **Fig. 2.61** 과 같이 된다.



**Fig. 2.61** Dependency of the bending moment from distance from end plate bearing and cross head face

최대 전진모드에서 서보피스톤에 미치는 운전압력은 5.5MPa 이며, 피스톤로드의 거리  $l=0.265\text{m}$  에서 블레이드 피치는 고정되고 이때 굽힘 모멘트는 최대로 증가하게 된다. **Fig. 2.61**에서 보는바와 같이 피스톤로드의 최대후진위치  $l=0.065\text{m}$  에서 굽힘 모멘트는 최소로 되며 최대치와 비교하여 약 4배의 차이를 보여주고 있다. 이러한 경우 피스톤로드에 미치는 응력영향은 반드시 검토하여 보아야 할 것이다. 그리고 피스톤의 굽힘 모멘트와 압력으로부터 피스톤로드에 미치는 응력변화는<sup>[15]</sup>

$$\sigma = \left( \frac{F_c l_m D_o}{2I} + \frac{F}{A} \right) \times K_f \quad (2.175)$$



**Fig. 2.62** Dependency of the stresses from distance from end plate bearing and cross head face

최대 전진모드에서 서보피스톤에 미치는 운전압력은 5.5MPa 이며, 피스톤로드의 거리  $l=0.265\text{m}$  에서 블레이드 피치는 고정되고, 이 때 응력 또한 최대로 된다. **Fig. 2.62** 에서 보는바와 같이 피스톤로드의 최대후진위치인  $l=0.065\text{m}$  에서 응력은 최소로 되며 최대치와 비교하여 18.4%의 차이를 보여주고 있다. 이러한 경우 피스톤로드에 미치는 응력영향은 최대후진위치에서 최대 전진위치까지 피치가 변화하는 동안 반복적인 저주기의 부하를 받게 된다.

12) 피스톤 로드로부터 크로스 헤드로의 변화에 의한 피스톤 로드 응력집중은 피스톤 로드의 반경과 직경 비에 의한다. 따라서  $\frac{r_{pr}}{D_o}$  에서

$$K_r = K \quad (2.176)$$

13) Peterson's 응력집중계수<sup>[21]</sup>에 의하여, 환봉의 장력에 대한 응력집중함수는

$$k_{pr} = f\left(v_s, r_d, K_r, \frac{r_{pr}}{D_o}\right) \quad (2.177)$$

14) 100 ksi 극한강도의 강철에 대한 노치 민감도는 다음 방정식에 의하여 추정될 수 있다.

$$q = 0.75 + 0.625 \frac{r_{pr}}{D_o} \quad (2.178)$$

15) 피로강도 감소계수  $K_f$  는

$$K_f = l + q(k_{pr} - 1) \quad (2.179)$$

16) 피스톤로드 응력은

$$\sigma_r = \left( \frac{M_{pr} D_o}{2I} + \frac{F}{A} \right) K_f \quad (2.180)$$

## 2.9 허브 어셈블리 구조설계 요약

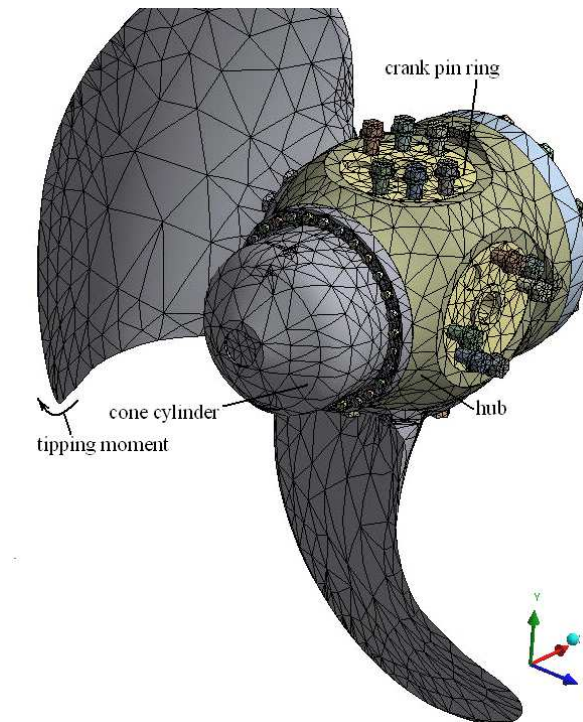
선박용 가변피치 추진시스템을 구성하고 있는 핵심 분야인 허브 어셈블리의 구조설계를 위한 각 구성부품의 기계적 특성을 결정하기 위하여 구조역학관련 제반 방정식을 적용하였으며, 허브 구성부품의 구조설계를 위한 알고리즘 구성은 첫째 블레이드와 칼러 베어링 허브의 구성부품에 작용하는 힘, 그리고 굽힘 모멘트의 값과 방향을 결정하였으며, 둘째 크랭크 핀 링의 직경에 따라 힘과 굽힘 모멘트로부터 칼러 베어링 허브에 미치는 압력분포의 결정과, 셋째 허브 축으로

부터 크랭크 핀 링 중심과 핀 중심까지 거리차이에 따른 압력분포의 결정, 넷째 최대 전, 후진상태에서 반경방향 힘의 값과 방향결정, 다섯째 피치설정을 위하여 피스톤 힘이 크랭크 핀 링에 전달하는 크랭크 핀의 최적 각위치의 할당, 그리고 끝으로 블레이드볼트, 허브 콘 볼트 및 프로펠러 플랜지볼트에 대하여 설계하였다. 또한 허브 구성부품의 구조응답(응력, 변위, 변형 등)은 원주 상 다양한 각 위치에 대하여 계산하였으며, 컬러베어링, 크랭크 핀 링, 콘 실린더, 엔드플레이트 및 피스톤의 구조응답은 탄성이론의 바탕위에서 Roark 방정식의 환형 판 부분을 적용하였다. 슬라이딩블록의 구조응답은 자유운동을 하는 사각 판으로 해석하였다. 그리고 제3장의 허브 어셈블리 모드 변형특성 해석에 있어서는 제2장에서 도출한 구조설계 결과에 따라 제작된 이러한 허브 구성부품을 조립하고 통합하여 분석하고 문제점을 도출하여 개선방향과 개선점에 대하여 검토한다.

### 제 3 장 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리의 모드변형 특성

#### 3.1 허브 어셈블리의 기하학적 특성 및 역할

**Fig. 3.1** 에서 보는 바와 같이 허브내의 구성부품은 서보모터를 포함한 가변피치 프로펠러 허브부품은 복잡한 형태로 조립되어 있으며 구성부품의 소재는 대별하여 탄소강과 황동으로서 탄성계수의 값이 서로 간에 2 배인 소재로 구성되어 있고 각각의 구성부품은 불균등한 부하와 함께 다양한 응답(응력, 변위, 변형 등)을 갖는다.



**Fig. 3.1** Part of finite element for analyzing CPP assembly



가변피치 프로펠러의 허브 조립 구성부품은 다양한 저주기 부하를 받고 있으며, 큰 하중을 받는 부품은 크랭크 링 핀과 슬라이딩 슈, 그리고 피스톤과 크로스헤드 결합표면의 접촉면 등이 여기에 속한다. 컬러 베어링은 최대 전진상태에서 프로펠러 블레이드의 전도(tipping) 동작에 따른 추력과 토크에 의한 반력을 흡수하고, 허브바디는 허브의 교각부위에서 최대 접촉압력과 등가응력을 갖는다.

허브에 있어서 등가응력이 높게 나타나는 곳은 크로스헤드 엔드플레이트 부위와 블레이드 플랜지 그리고 크랭크 링 모서리 가까이에 있는 허브의 플랜지 설치부위인 교각부분 안쪽에서 발생한다. 그리고 허브 바디에 미치는 또 다른 최대 응력은 크로스헤드 로드와 압축에 의한 크로스헤드 엔드플레이트 베어링의 안쪽에서 발생한다.

피스톤과 크로스헤드 한 쌍의 가장 높은 응력은 피스톤 결합 내부표면과 크로스헤드 로드와 결합 외부표면의 경계선상에서 발생하며, 유압에 의한 굽힘 모멘트에 기인하는 최대 등가응력은 피스톤 내부 결합표면의 중앙부에 발생하고 그곳의 최대 등가응력 수준은 설정된 안전계수와 함께 허용응력을 초과하지 않아야 한다.<sup>[22]~[25]</sup>

따라서 앞에서 언급한 바와 같이 구조해석상 가장 취약하게 나타날 수 있는 허브바디의 교각부분, 크로스헤드와 피스톤설치부위, 슬라이딩 슈와 크랭크 핀 간섭부분 및 크랭크 링 핀에 대하여 다음과 같이 세분하여 분석하고자 한다.

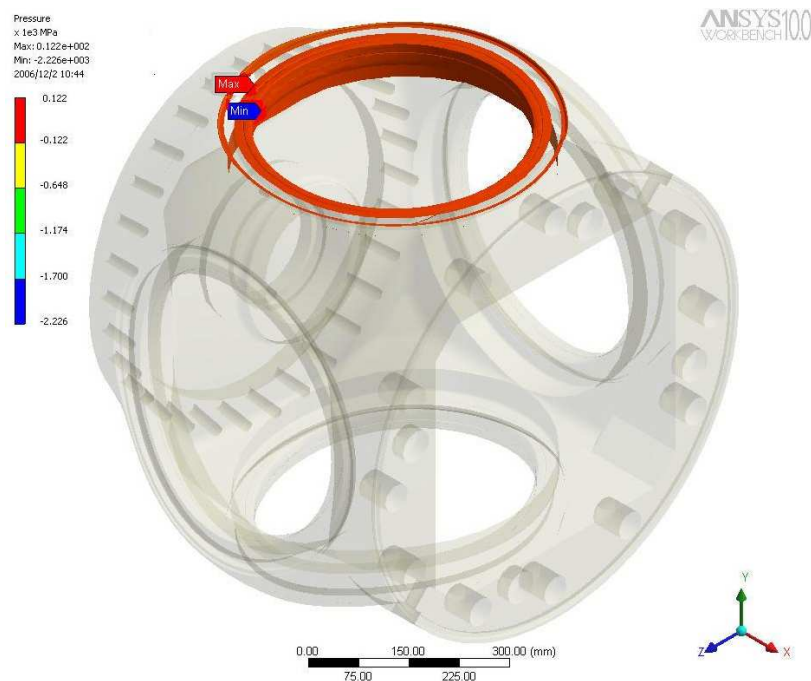
## 3.2 허브 바디

베어링 구성부품은 구조된 허브 몸체의 원주를 따라 배치된 블레이드 설치용 원형구멍에 설치된다. 이 베어링 구성부품은 원주방향에 따라 놓여 있으며 합성력에 의하여 날개 끝단에 미치는 최대값의 전도(tipping) 모멘트를 갖는다. 이 전도 모멘트는 프로펠러 블레이드 플랜지가 받쳐주게 된다.

이상의 언급한 베어링 크랭크 링은 타의 각도 35도(최대), 최대 전진상태에서 전도 모멘트가 최대값을 가지는 블레이드 위치에서 최대 접촉압력 분포상태를 취하며 회전 가능하도록 설치되어 있다. 이러한 크랭크 링 베어링은 프로펠러 블레이드와 허브몸체를 결합시켜주는 기능을 가지며, 블레이드 플랜지와

허브교각에 부하를 형성하는 컬러 베어링은 **Fig. 3.2**에서 보는 바와 같이 허브 교각 위치에서 가장 큰 접촉압력을 가지며, 이곳은 최대 전진상태에서 프로펠러 블레이드 추력과 토크의 전도 동작에 의한 반력을 흡수한다.

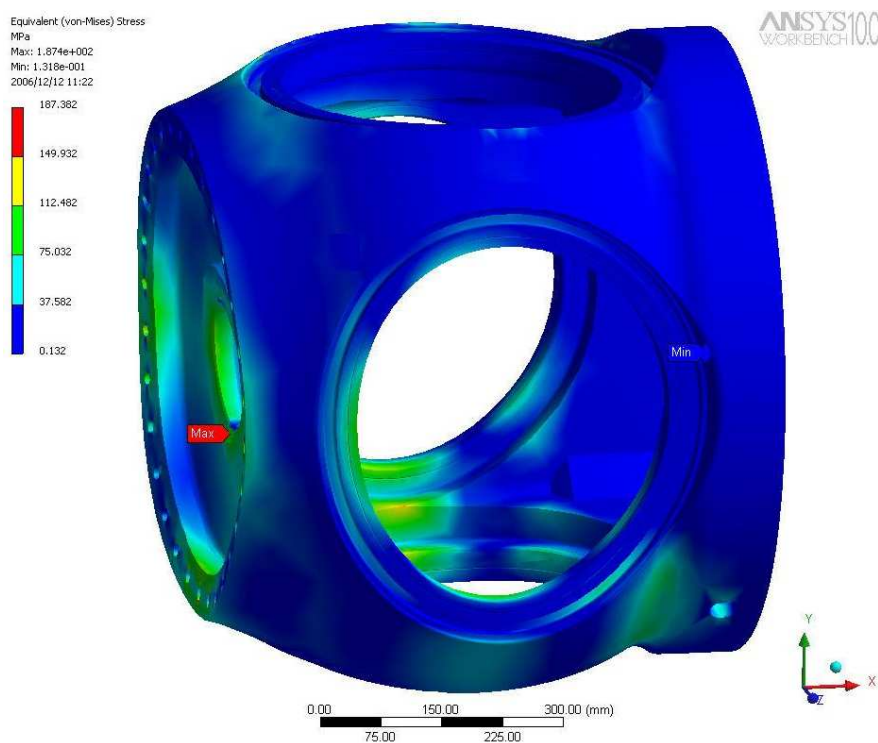
이것 외에 블레이드와 컬러베어링의 접촉부의 유체역학적인 마찰력은 핀의 부하를 증가시키고 피스톤 왕복동작에 의하여 발생하는 등가응력이 증가하게 된다. 언급된 다양한 힘에 의한 블레이드 베어링에 미치는 응력은 위에서 밝혀진 어떤 일정방향의 부하에 대하여 유압, 원심력 등에 의하여 발생하는 응력이 각각 가감된다. 만약 마찰력보다 크게 되면 양면은 서로 미끄러질 것이며, 마찰계수는 어떤 정(+)의 값을 가지게 되고 그 값이 부(-)로 되면 어떤 간극을 의미하는 것으로서, 만약 접촉범위가 크랭크 링의 굽힘과 허브변형에 의하여 멀리 떨어진 영역에서 접촉하게 되면 간극은 **Fig. 3.2**의 최소값과 같이 부(-)의 값(반대편은 압축상태)으로 될 것이다.



**Fig. 3.2** Contact pressure on the hub collar bearing

**Fig. 3.3** 에서 보는 바와 같이 높은 값의 등가응력은 허브의 엔드플레이트와 플랜지 사이의 교각부위 안쪽에 위치하는 것을 알 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 허브의 등가응력 최대값은 블레이드 최대 전진상태의 위치에서 크로스헤드 로드 에 의해 압축을 하고 있는 상태의 베어링 엔드플레이트 내에서 발생한다.

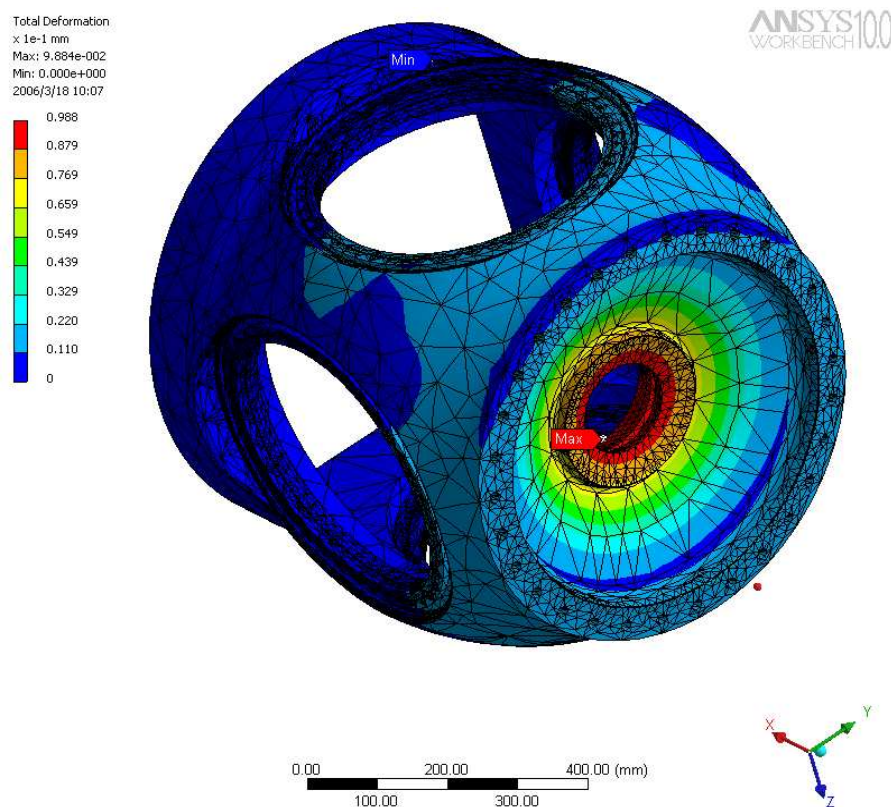
**Fig. 3.3** 와 같이 엔드플레이트 고정부위는 콘 집축부 상하 돌출부에서 콘 방향으로 변형된 상태의 결합부위 변형에 따른 굽힘이 일어난다. 허브 후미 쪽에 있는 컬러베어링 하부표면에 미치는 유체압력으로부터 굽힘 모멘트에 의한 164 MPa 의 높은 등가응력을 가진다. 베어링 엔드플레이트 노치부위의 응력집중은 허브 몸체의 응력 최대값을 생성하게 된다.



**Fig. 3.3** *Equivalent stress of the hub under blade loads in conditions full ahead*

**Fig. 3.3, Fig. 3.4**의 결과에 따르면, 엔드플레이트의 최대 응력이 미치는 곳은 수평 대칭축과 아랫부분의 수직 대칭축이다. 이러한 종류의 응력분포는 장비에 미치는 3종류의 부하에 의한 영향에 기인한다. 즉, 블레이드에 미치는 추력, 실린더 콘 내부 유압 그리고 프로펠러 조립체의 무게이다. 엔드플레이트가 대칭축 형상을 가지는 경우에는 원통형 굽힘에 따른 변형을 수용한다.

등가응력은 전단응력을 포함하고 있으며 엔드플레이트에 미치는 영향은 그렇게 크지는 않다. 원통형 굽힘 모멘트에 의한 엔드플레이트의 주된 찌그러짐 현상은 유체압력을 받는 블레이드에 의해 힘을 받는 컬러베어링으로부터 힘의 전달 동작에 따라 일어난다.



**Fig. 3.4** *Equivalent total deformation of the hub under blade loads in conditions full ahead*

컬러베어링을 통한 블레이드들의 상호동작과 엔드플레이트 표면에 미치는 유압이 컬러베어링을 휘어지게 하고 엔드플레이트 베어링 부분에 미치는 등가응력을 증가시킨다. 그리고 **Fig. 3.4**에서 보는바와 같이 그의 최대 변형 값은 0.1mm 이하이다. 이러한 베어링의 변형 값은 서보모터 연결장치의 반복운동에 영향을 주지 않는다. 허브 내부는 기름으로 채워져 있고 압력은 대략 11 MPa로 유지되는 것으로 하였다.

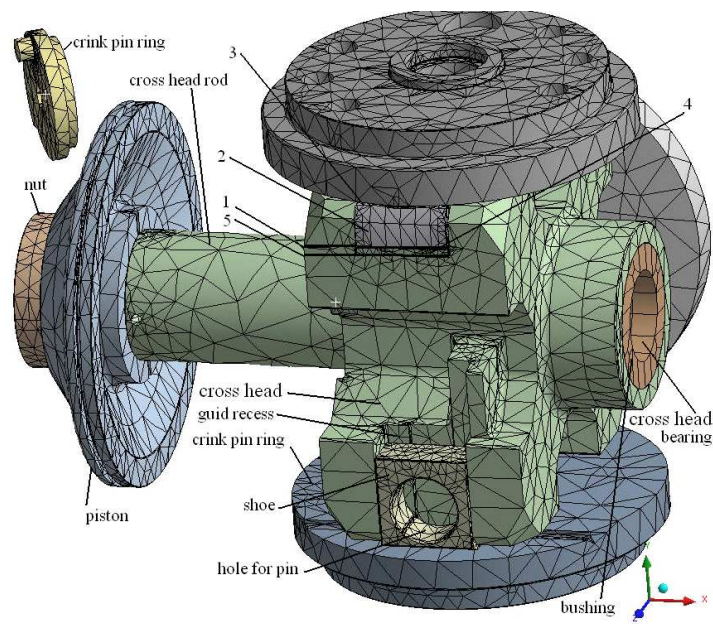
### 3.3 크로스 헤드 상의 피스톤

블레이드를 회전하기 위한 동력장치의 일반적 구성은 크로스헤드의 안내 홈과 이곳에 있는 슈(shoe)의 자유 동작에 따른 크랭크 링의 구성부품으로 이루어져 있다. 서보모터 실린더는 크로스헤드 엔드플레이트에 설치되어있고 로드와 한쪽 끝단은 유압으로 작동되는 실린더 내의 피스톤에 연결되어있으며, 프로펠러축 돌출부와 연결되는 부싱은 피스톤 반대편에 위치하며 중공 축 내부에서 미끄러져 삽입되도록 설치되어있다.

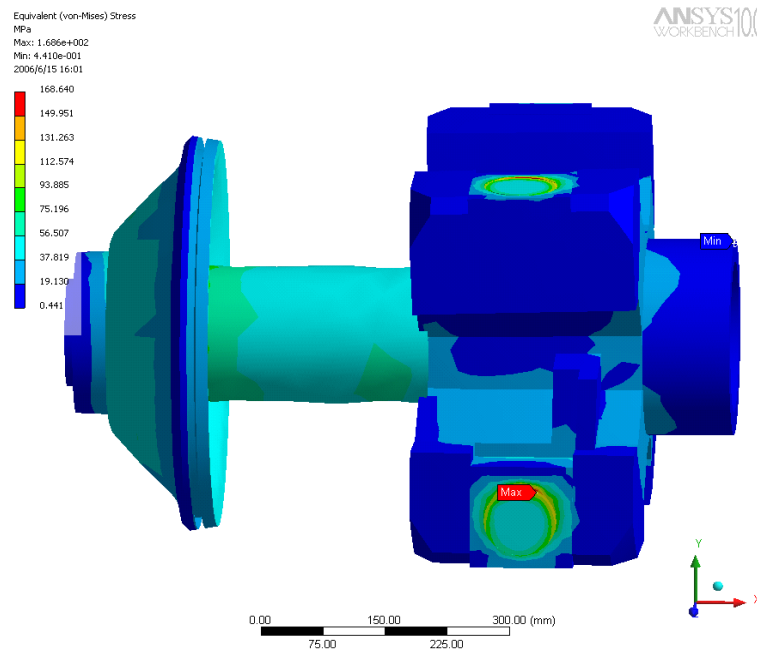
**Fig. 3.5**에서 보는 바와 같이 크로스헤드는 크랭크링 핀이 설치되도록 안내 홈을 갖추고 있으며, 크로스헤드는 일체식으로 체결되어있고, 크로스헤드 로드는 중공축으로 되어있으며, 뒤쪽은 피스톤과 앞 쪽은 프로펠러축의 돌출부와 크로스헤드 부싱 사이의 슬리브 형 베어링으로 연결되어있다.

피스톤과 크로스헤드(**Fig. 3.5, Fig. 3.6**)는 프로펠러축의 중심구멍 외부에 있는 크로스헤드 미끄럼 베어링을 포함하여 중심구멍을 가지는 축상에 설치된 프로펠러 블레이드를 위한 유압 왕복동 서보 모터를 구성한다. 크로스헤드로드에 설치된 서보 모터 피스톤은 로드와 끝단에 유압으로 작동하는 피스톤(**Fig. 3.5**의 왼쪽)이 로드위에 삽입되고 크로스헤드 오른쪽은 돌출부와 삽입되어 부싱(**Fig. 3.5**의 오른쪽)과 연결된다.

언급한 부싱 주위의 회전하지 않는 슬리브는 부싱내부 끝에 있는 도탈밸브(relief valve)와 함께 허용 유체압력하에서 크로스헤드의 통로로 연결되어 있다.



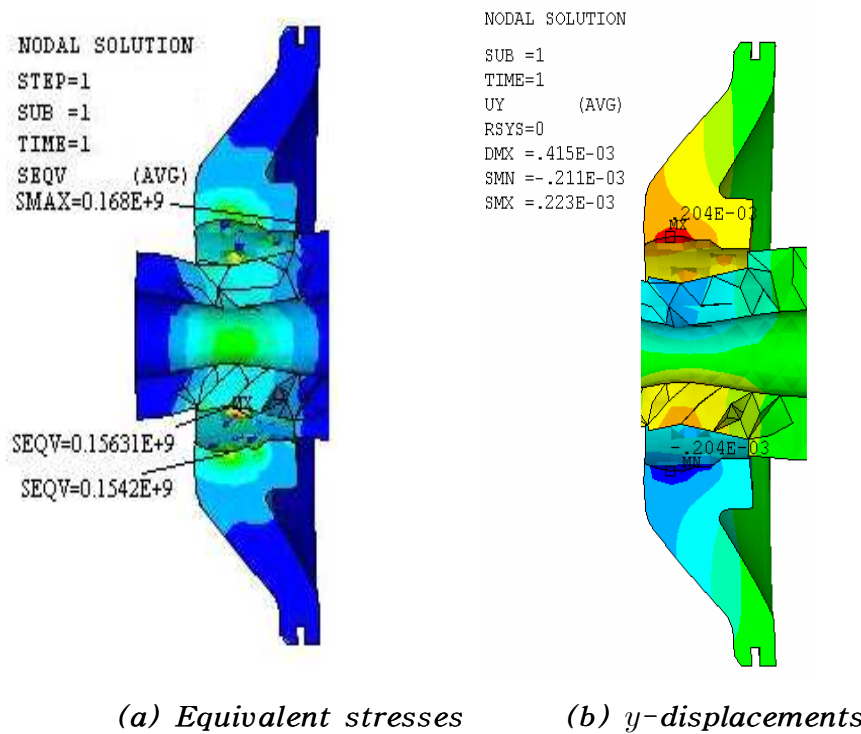
*Fig. 3.5 Finite element model of the cross head with piston with separated crank pin ring*



*Fig. 3.6 Equivalent stress of cross head in conditions of full ahead*

선박의 운항조건에 따라 하루에도 수백 가지의 다양한 블레이드 피치로 운항하는 상태하에서의 각 구성부품은 다양한 저주기 부하를 받게 되고, **Fig. 3.6**에서 보여준 결과에 의하면 최대 부하 위치는 크랭크링 핀에 속하는 접촉면 부위와 슈의 접촉면 부위이며, 그 외에도 피스톤접촉면의 압력(168 MPa)과 크로스헤드 몸통부 표면 압력(154.2 MPa, **Fig. 3.8**) 이다.

주된 부하는 블레이드의 가장 큰 저항값이 발생하는 최대전진 상태하의 35도 타각에서 고정될 때 대부분 일어난다. 위에서 언급한 것과 같이 블레이드 베어링에 결과적으로 미치는 합성 유체 전달력은 오일압력과 블레이드에 미치는 원심력으로부터 도출된 추가적인 응력으로서 가장 큰 응력을 받고 있다.

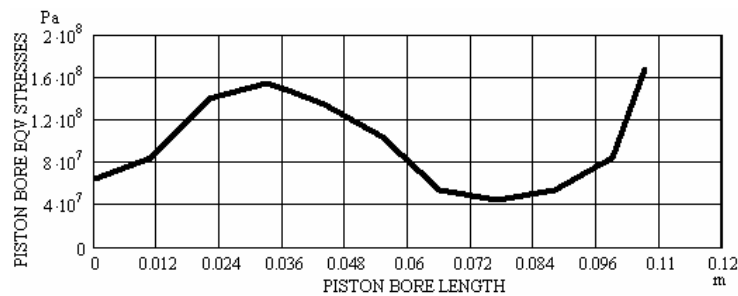


**Fig. 3.7** Equivalent stress and y displacements of the piston on the cross head rod setting

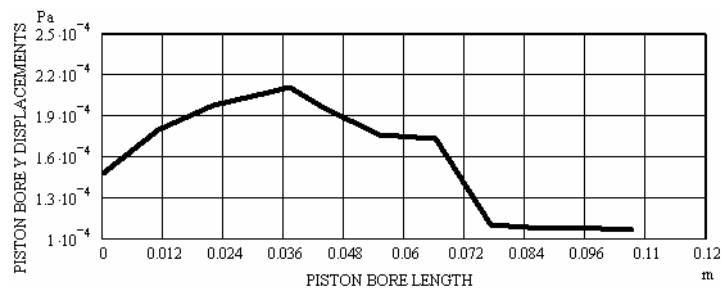


그러한 부가적인 응력은 선택적으로 유압이나 혹은 원심력에 기인하여 가해진 유체 부하나 블레이드의 다양한 피치와는 독립적으로 베어링 응력으로부터 가감될 수 있다. 부가응력의 가감은 유압과 원심력에 기인한 베어링 응력의 1/2까지 증가할 수 있다.

피스톤과 크로스헤드 한 쌍에 미치는 최고 응력은 피스톤내부 설치표면과 크로스헤드설치표면 바깥쪽의 경계영역에서 발생한다. 유압으로부터 피스톤 원주상에 분포된 굽힘 모멘트에 의한 최종 등가응력은 피스톤 **Fig. 3.8**의 내부설치표면 중간부위에서 일어난다. 그러나 그곳에서의 등가응력 수준(156.31 MPa)은 허용응력을 초과하지 않는다. 최대 전, 후진상태 하에서 피치고정을 위한 운전절차에 따른 크로스헤드는 복잡한 부하를 가진다. 피스톤이 설치되어있는 크로스헤드 로드 지점의 변위는 **Fig. 3.9**에 나타나 있다.



**Fig. 3.8** *Equivalent stresses of the piston on the cross head rod setting*



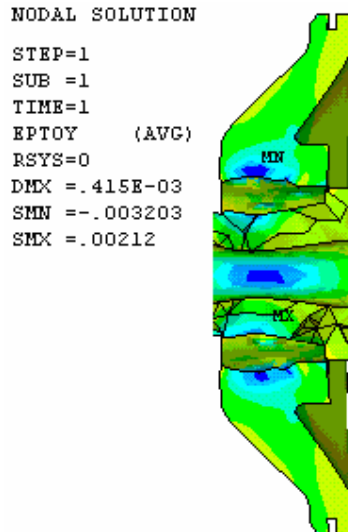
**Fig. 3.9** *y displacements of the piston on the cross head rod setting*



$xy$  수직평면상 가장 큰 변위 값은  $y$ , 그리고  $x$  방향이다. 가장 큰  $x$  변위는 피스톤 결합부 및 로드 켈러부위에 발생하고 가장 큰  $y$  변위의 절대값은 로드 설치표면의 중간부위 근처에 발생한다.

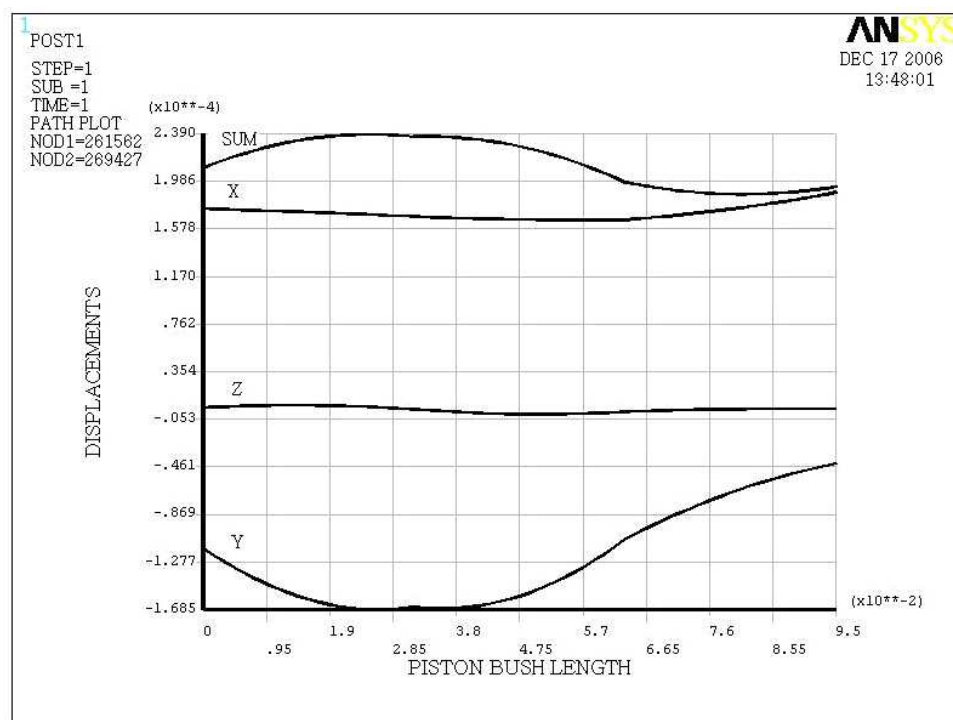
피스톤에 작용하는 11 MPa 의 압력은 **Fig. 3.10** 에서 나타난 바와 같이 피스톤 부시와 크로스헤드 로드의 설치부위 사이의 접촉구역에서 가장 큰 등가응력과 변형이 일어난다.  $y$ 방향 변위는  $xy$ 평면 내에 고정되어 있으며, 이와 동시에 피스톤 부시의 직경은 충분히 커야 하고 연결은 강화 되어야 하며, 피스톤은 너트에 의해 크로스헤드로드에 정밀하게 밀착되어 조여지고 슬라이딩 조립 방식에 따라 크로스헤드 로드 상에 설치되어있다.

너트, 피스톤 그리고 크로스헤드로드의 설치부위 강성은 분해 조립이 가능하여야 하고 내구성이 있어야하며 피스톤에 미치는 압력에 따른 슬라이브 접촉표면은 높은 응력에 견딜 수 있도록 배려되어야 한다. 저 주기 부하운전 하에서 발생할 수 있는 어떠한 문제점도 지장을 주지 않도록 허용응력에 대한 안전계수는 충분히 높아야만 한다. 그러나 한편 이러한 안전조치는 전체적인 구조물의 무게를 증가시킨다는 것을 간과해서는 안 된다.



**Fig. 3.10**  $y$  strain of the piston on the cross head setting

**Fig. 3.11**의 결과와 같이 피스톤과 로드 설치 표면의 접촉면내의 최대 변위는 0.1685mm (절대값)이다. 그 값은 피스톤의 슬라이딩 박음에 대한 허용공차 (0.025mm)보다 더 크게 되어 피스톤과 로드의 결속을 약화시킨다. 이와 같이 **Fig. 3.10**의 결과에서  $y$  변위는 피스톤 결합부위로부터 0.037m의 거리상에서 최대값을 가지며 이것은 대략 피스톤부시 길이의 1/3에 해당한다.

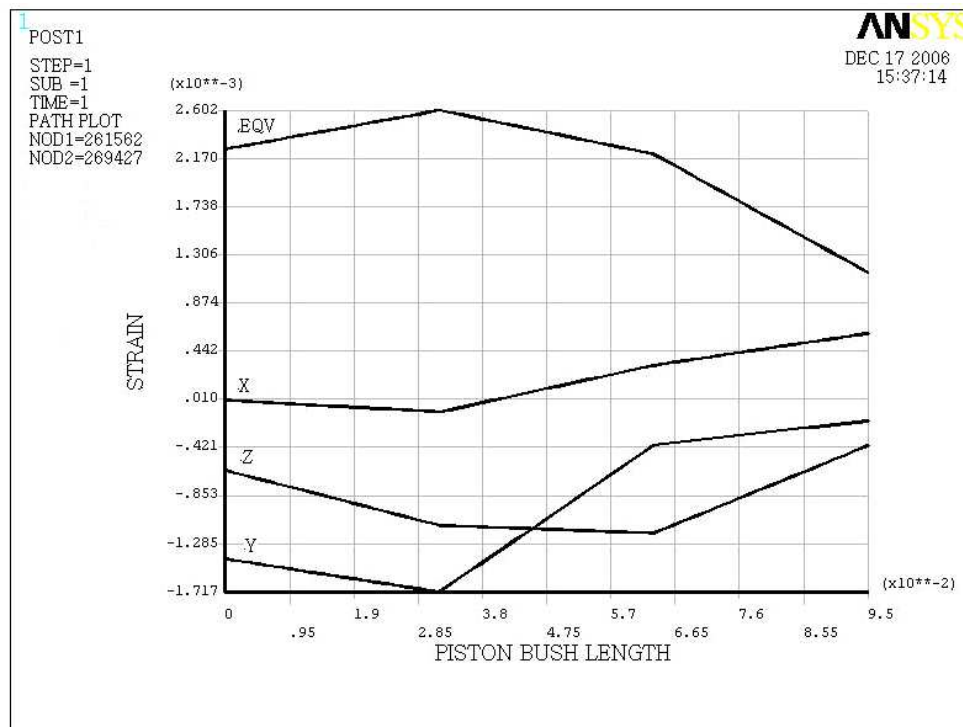


**Fig. 3.11** Displacements of the points on the cross head setting place for piston

피스톤 부시의 가장 큰 치수증가 요인은 피스톤 디스크의 변형 때문이다. 변형의 분포는 크로스헤드 로드상의 피스톤설치 상태에 따라 결정되며,  $xy$ 평면상 (**Fig. 3.12**) 변형은  $y$ 방향에 속한 최대 크기의 전단을 나타내고 있다. 피스톤 디

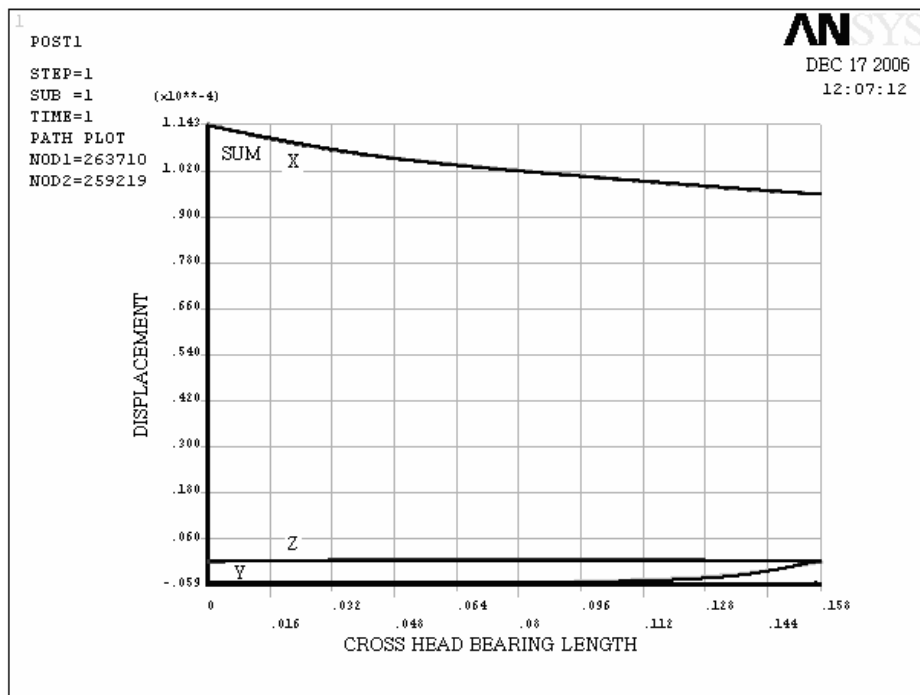
스크의 변형에 의한 직경팽창(0.3434mm)을 고려하여 제조과정에서 가능한 한 최적공차로 가공하여야 한다. 피스톤부시의 변형(**Fig. 3.12**)은 실제로 위에서 언급한 변위로 나타나며, 가장 큰 값은 같은 장소에 있고, 피스톤부시 길이의 1/4 만큼 크로스헤드 방향으로 뺀어있다.

크로스헤드 베어링은 크로스헤드의 피스톤 힘으로 나타난 변형 아래에서, 크로스헤드의 전면부위를 지지하고 있으며, 축 돌출부와 함께 접촉을 하는 베어링 표면상 피스톤행정에 따른 길이만큼의 지점에 변위를 발생시키고 있다.



**Fig. 3.12** Strains on *xy* plane of the points on the cross head setting place for piston

**Fig. 3.13**의 결과에 따른 가장 큰 변형(**Fig. 3.14**)은 베어링의 후미 쪽에 가까운 장소에서 나타나고 있으며, 베어링 부품들의 변형 또한 가장 크게 된다. 양 쪽 모두  $x$ 좌표에 대한 최대 전단 특성이 있으며, 컬러베어링 내부는 프로펠러 블레이드 조립체의 원심력에 의한 추력을 가진다. 그것은 또한 프로펠러 추력과 토크의 전도 동작에 의한 힘을 가지며 이것 또한 크랭크 핀과 링의 필렛 부위 등가응력을 증가시킨다.



**Fig. 3.13** Displacements of the points on the cross head bearing

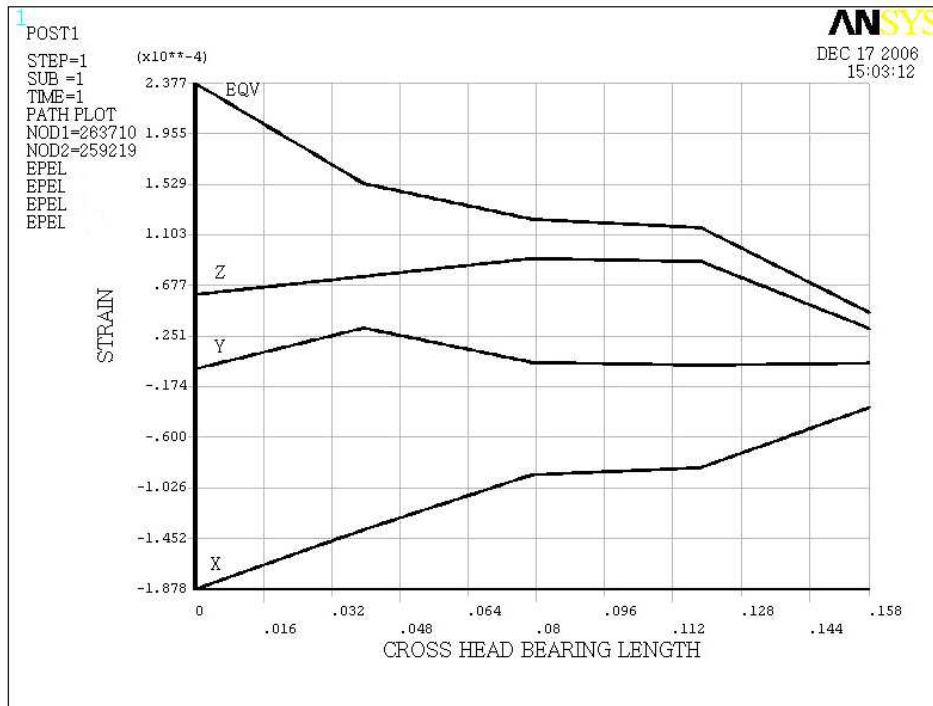


Fig. 3.14 Strains on  $xy$  plane of the cross head bearing

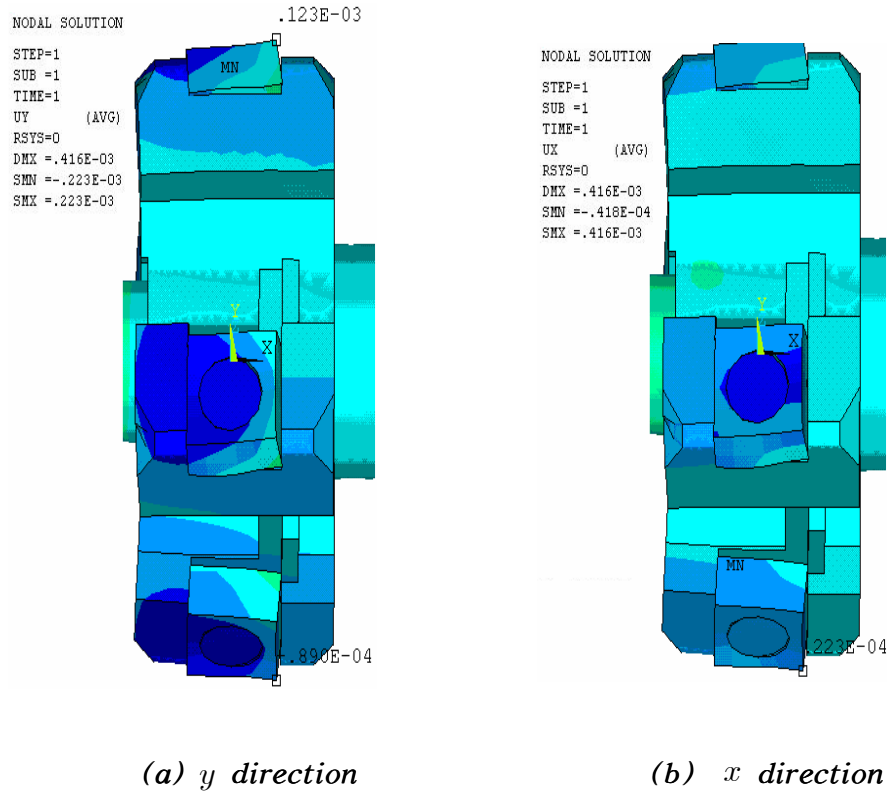
### 3.4 슈와 크랭크 핀의 상호작용

피치 제어를 목적으로 크로스헤드를 통한 블레이드에서의 동력전달은 각각의 크랭크 핀과 함께 각각의 블레이드는 블레이드 회전축과 평행하게 정반대로 연결되어 크로스헤드가 왕복운동을 할 때 크랭크 핀은 서로 반대방향으로 움직여 그것에 의해서 블레이드가 회전을 한다.<sup>[26]</sup>

각각의 블레이드는 크랭크 핀을 이용하여 크로스헤드 안내홈 내의 슈와 함께 프로펠러 허브의 가로방향 왕복 동작에 의하여 움직이게 되며, 크로스헤드의 홈은 평면 베어링의 크랭크축에 대한 회전을 방지하여 준다. 피스톤으로부터 힘을 받는 상태에서 크로스헤드상의 크랭크 핀, 슈 그리고 안내 홈 사이의 허용간극 범위 내에서 슈의 동작에 따라 위치변화를 가진다.

크로스헤드, 블레이드 플랜지 그리고 피스톤 사이의 상호 작용에 따라 크로스헤드 안내 홈에 있는 슈와 핀 상부는 제한된 간극 내에서 복잡한 위치를 가지며 이것에 대하여 복잡한 변위(**Fig. 3.15**)를 일으킨다.

피스톤과 블레이드 플랜지가 힘을 받는 상태에서 전부 끝단은 블레이드 플랜지까지 들리게 되어 그러한 비스듬히 기울어진 위치는 크로스헤드 안내 홈의 표면과 함께 상호작용을 하게 된다. 결과적으로 안내구성부품의 움직이는 방향 내에서 피스톤에 작용하는 힘에 대하여 한 쌍의 상호접촉면 해석을 위하여 ANSYS모델 CONTA174 와 TARGE170을 적용하였다.



**Fig. 3.15** Components of the displacements of the cross head and shoes with pins in full ahead conditions

슬라이딩 블록과 크랭크 핀을 통하여 피스톤에서 블레이드까지 부하를 전달하는 동안 크로스헤드에 설치된 한 쌍의 슬라이딩 블록은 수직 축(**Fig. 3.15**)에 대하여 어떠한 각도에서도 그 위치를 유지할 수 있게 하여 준다.

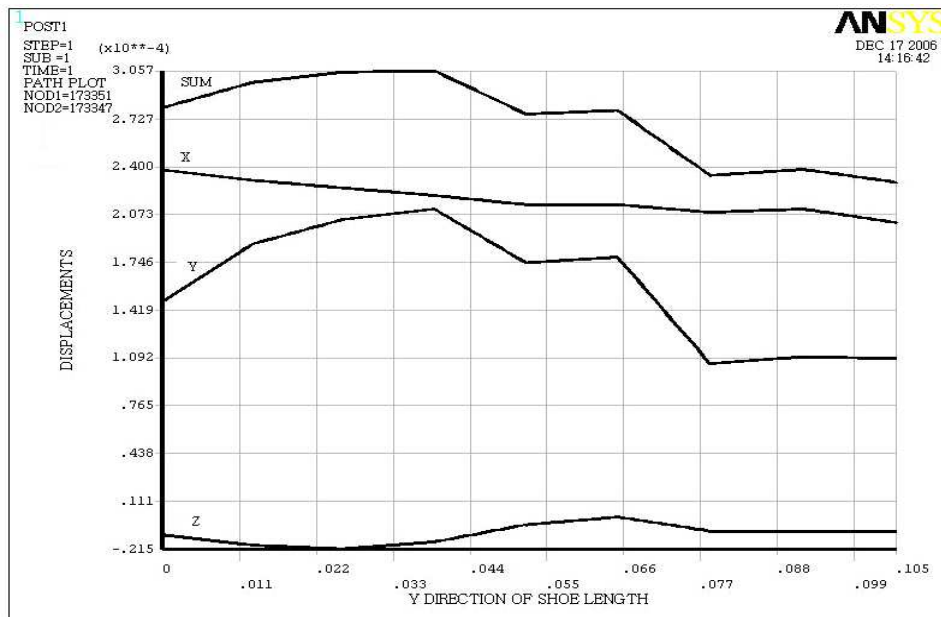
설계 계산으로부터의 전도 모멘트는 ANSYS 모델해석을 위한 입력변수로 주어진 바와 같이 가정된 축의 360도 회전에 대한 크랭크 핀에 미치는 다양한 힘의 변화로부터 유도된다.

크로스헤드와 블레이드 사이의 연결은 단순하면서도 프로펠러 허브 축 방향에서 짧은 길이의 구조물과 튼튼한 구조를 얻을 수 있도록 구성되어있다. 이와 동시에 유체 역학적으로 허브의 유리한 형상으로 적절하게 제작될 수 있도록 구성되어 있으며, 크로스헤드와 관련된 연결링크와 프로펠러 블레이드의 연결동작은 크로스헤드에 놓여져 움직이는 연결링크 슈와 연결 핀 각각의 안내면을 구성하기 위하여 축 방향에 수직되게 나뉘어 구성되어있다. 이것에 의하여 허브 후미 끝단을 통하여 도입된 전달구조는 더욱 높은 강도를 가진 조립체로 구성된다.

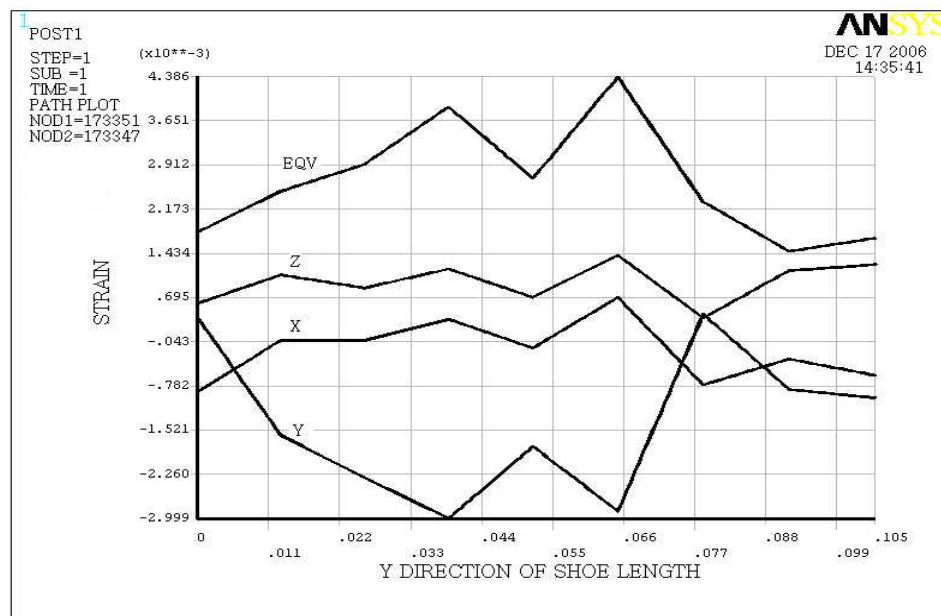
슈 지점의 변위는 슈 모서리 위치에 따라 다르며, **Fig. 3.16 ~ Fig.3.19**와 같이 슈의 길이방향 변위 및 변형결과는 크랭크 핀 홀의 수직방향 변형을 예측하도록 한다. 크랭크핀 홀은 슈의  $x$ ,  $y$ 방향 변위와 변형의 최대 구성부분이다.  $y$ 방향은 슈의 수직축과 일치하고  $x$ 방향은 슈와 크로스헤드를 위한 세로(길이)축과 일치한다.

**Fig. 3.16**에 따라서, 슈 길이에 대한  $y$ 방향 바깥 모서리 지점의 변위는 핀홀 근처에서 가장 크다. 그러나 **Fig. 3.18**에 따르면, 핀이 부하를 받는 상태에서 슈 상부 모서리 지점의 변위는 전진(ahead)시에  $z$ 방향 모서리가 최대로 된다. 이러한 핀 홀의 최대 직경과 슈의 최소 두께 그리고 크랭크링 핀으로부터 회전력에 기인한 슈 몸체는 복잡한 거동을 한다.

최소 변위는 슈의 뒷부분에서 발생하며, 여기서 모든 구성부품 변위는 최소이다. 슈의 전진 쪽의 변위는  $x$ 방향과 비교하여 최대이다. 적은 변형 값과 제한된  $x$ 방향 간극에 의한 변위는 **Fig. 3.15**에서 보여준 바와 같이 크랭크 링이 슈를 회전시키려 할 경우 슈 상부 길이방향 모서리를 따라서 적어지게 된다.

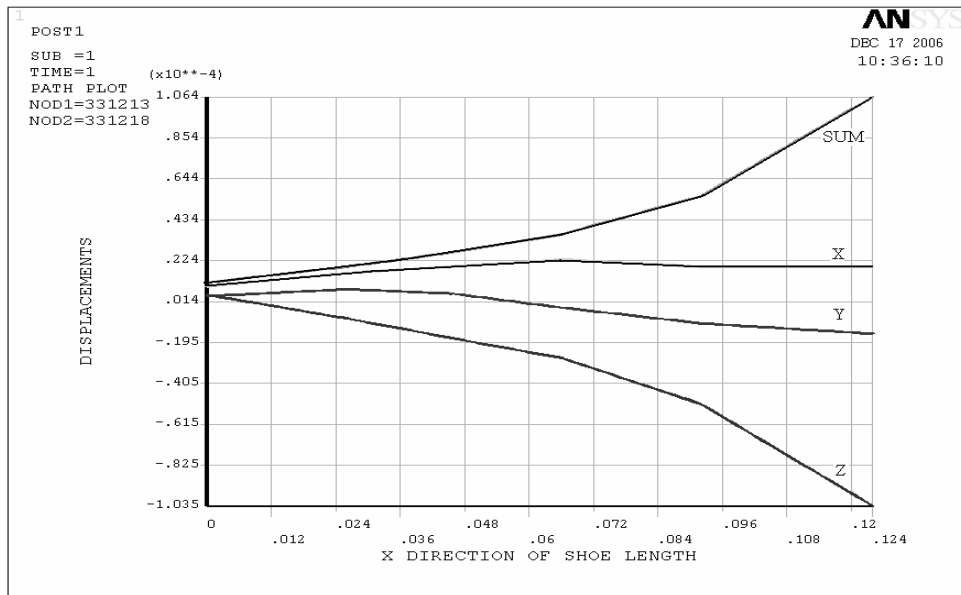


*Fig. 3.16 Displacements of the points on the shoe outer edge  
y direction of the shoe length*

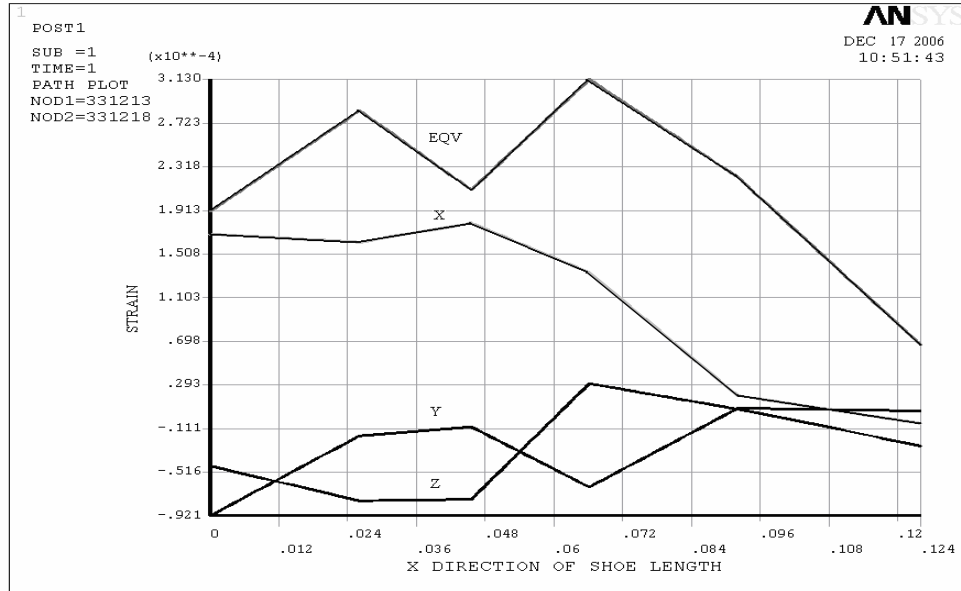


*Fig. 3.17 Strains of the points on the shoe outer edge  
y direction of the shoe length*





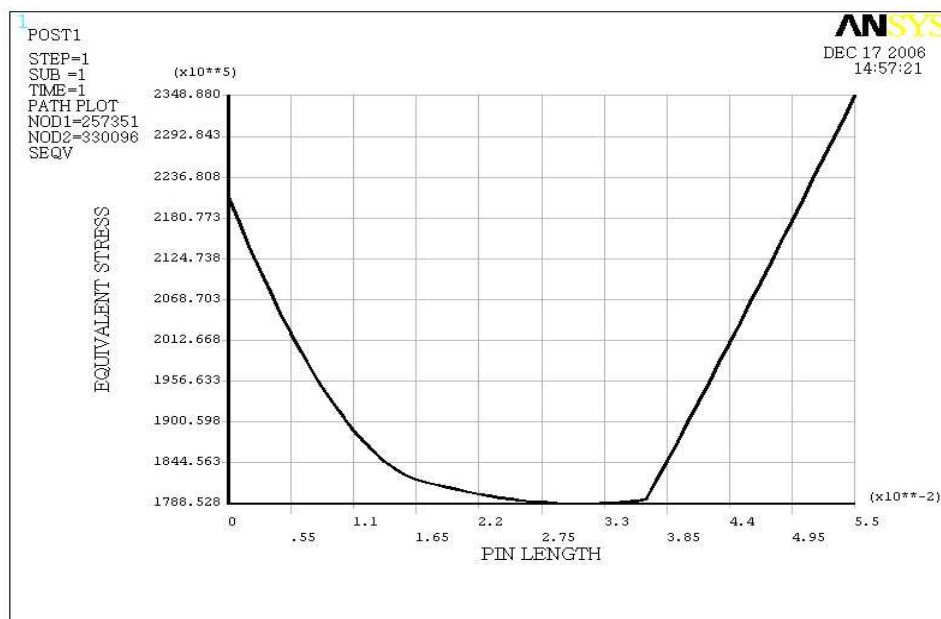
*Fig. 3.18 Components of the displacements of the points on the upper shoe edge under pin loads*



*Fig. 3.19 Components of the strain in the points on the upper shoe edge under pin loads*

**Fig. 3.19** 에서, 슈의 변형은 접촉이 되는 세부분(슈, 핀 그리고 안내 홈 표면)의 최대 접촉압력 상태에서 변형은 핀 홀 근처의 중간위치에서 최대값을 가진다. 등가변형에서 대부분의 영향은 주 부하가 피스톤압력과 크랭크 핀 반력이기 때문에  $x$ 방향 변형을 가진다. 또한, 모서리의 상 하 기울어진 위치는 운전 중 높은 등가응력(**Fig. 3.20**)에 대하여 안내 홈과 크랭크 링 표면과 접촉을 하게되며, 그 위치에서의 높은 등가응력은 핀, 슈 그리고 크로스헤드 홈에 높은 접촉압력을 일으킨다.

핀과 크로스헤드의 소재는 단조 강이고, 슈의 소재는 대체로 황동을 사용하고 있다. 그것은 접촉표면상태에 도움을 주며 높은 블레이드피치 정확도와 오랜 운전시간을 제공한다. 프로펠러 블레이드의 왕복 동 유압 서보 모터는 중심 구멍을 가지는 축의 돌출부 위에 설치되며, 허브 엔드 플레이트의 중심 구멍에 있는 크로스헤드의 슬라이드 로드를 포함하고 있다.



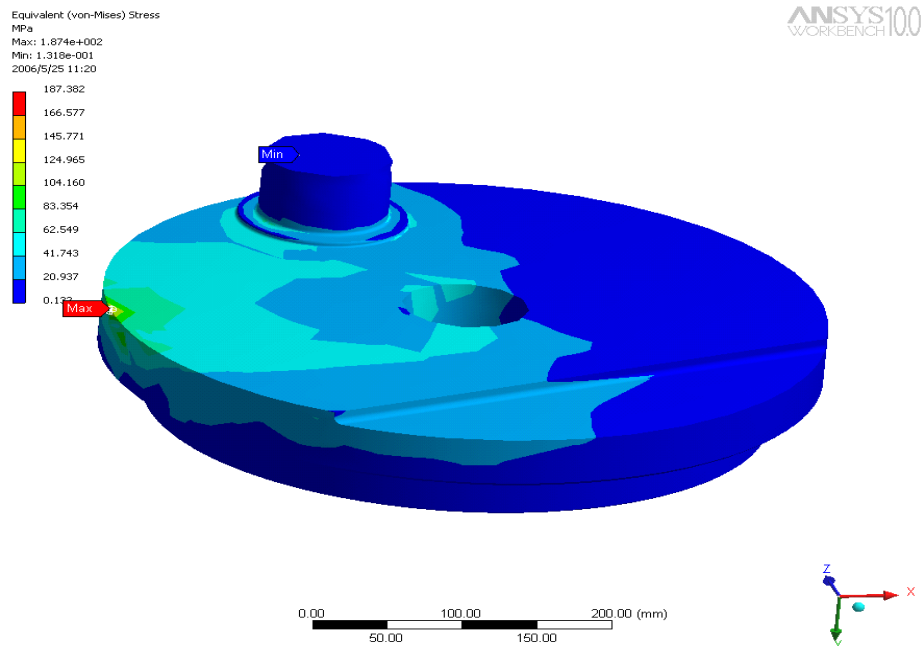
**Fig. 3.20** Equivalent stress along the upper shoe near contact with pin

**Fig. 3.21, Fig. 3.22** 에서 크랭크 링의 힘을 받는 부분의 형상 변형에 의하여, 상부 왼쪽 모서리는 컬리베어링 허브의 수직 표면과 날카롭고 모난 접촉을 갖게 되며, 이것은 높은 접촉압력과 침식, 마모를 일으킬 수 있다. 이러한 상태에서, 두 접촉면은 서로 미끄러지기 직전에 간섭에 의한 전단응력을 발생할 수 있으며, 그것은 표면에서 발생한다.

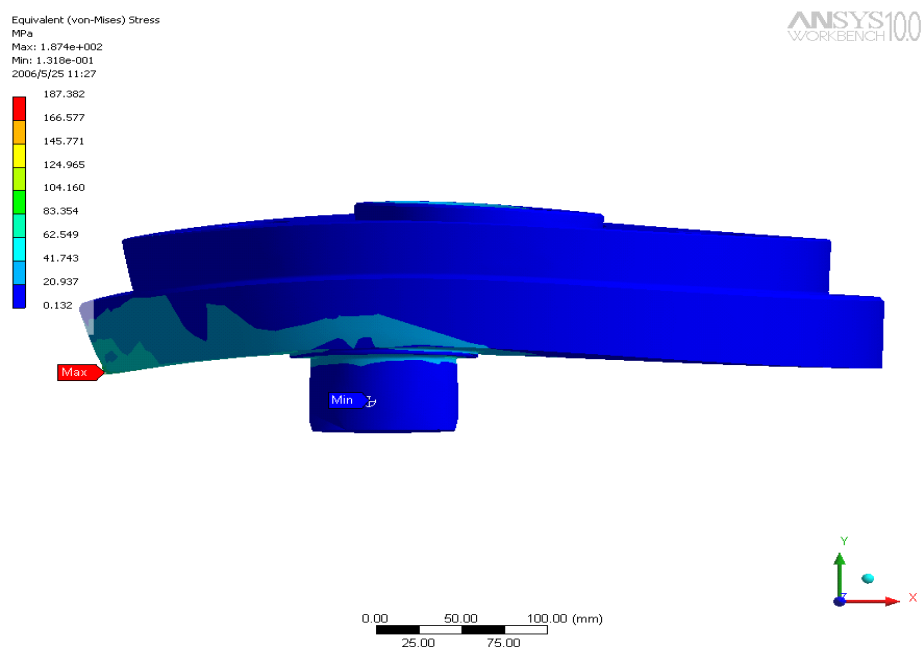
모델 **Fig. 3.22** 는 정하여진 접촉압력 하에서 면에 미끄럼이 시작될 때의 등가 전단 응력으로 정의되고 굽힘과 인장부하에 대하여 무거운 부하를 받는 크랭크 링은 휘어진 형상으로 된다. 허브 베어링 표면의 접촉압력은 비 균일하게 되고 최대값 122 MPa (**Fig. 3.2**)를 갖는다.

블레이드에 미치는 굽힘 모멘트는 크랭크링 응력발생에 주된 영향을 일으키며, 여기서 발생하는 원심력과 크로스헤드로부터의 굽힘모멘트가 크랭크링에 응력 집중을 발생시킨다.

복잡한 부하, 즉 굽힘, 비틀림 그리고 전단의 영향을 받는 크랭크 링은 허브베어링 상부 쪽의 비 접촉부분의 모서리 상에 가장 큰 등가응력을 가진다. 그러나 만약 간극이 매우 작다면 슈가 접촉할 수 있다. 따라서 간극은 크랭크 핀에 큰 굽힘 모멘트 발생시 슈 접촉을 방지하는 범위 내에서 가능한 한 작아야 한다.



*Fig. 3.21 Equivalent stress of the crank pin ring on the cross head side*



*Fig. 3.22 Deformed shape of the stressed crank pin ring*

### 3.5 허브 어셈블리의 특성분석 결과 및 개선방향

#### 3.5.1 허브 어셈블리의 모드변형 특성분석 결과

최대 전진 및 후진 상태하에서 가변피치 프로펠러 운전절차에 따른 복잡한 부하조건에 의해 힘을 받는 크로스헤드의 응력은 각각의 접촉면에서 일어난다. 슈 각 지점의 변위는 모서리 위치에 미치는 응력에 달렸으며, 가장 작은 변위는 슈의 후미부분에서 발생하고, 여기의 모든 구성부품 변위는 최소값을 가진다.

슈의 전진 쪽 변위는 크로스헤드 전진동작 상태에서  $x$ 방향 쪽이 최대이다. 그리고 작은 변위 값과  $x$ 방향의 제한된 간극에 의하여 변위는 상부 슈의 모서리 길이방향을 따라 작게 나타난다.

또한, 상부 모서리 형상에 따라서 컬러베어링 허브 표면과 날카롭고 모난 접촉을 할 수 있으며, 높은 접촉압력과 함께 마손, 마멸의 원인이 될 수 있다.

굽힘과 인장부하를 받고 있는 과중한 부하상태의 크랭크 핀 링은 휘어진 크랭크 핀 링과 최대값을 가지는 균일하지 않는 압력이 허브베어링 표면에 미치는 접촉압력을 일으킬 수도 있으며, 이러한 상황에 따라, 두 접촉면은 서로 미끄러지기 시작하기 전에 간섭이 교차하여 어떤 크기의 응력증가를 유발할 수 있다.

허브어셈블리 구성부품의 기하학적인 재배치를 통하여 응력의 최대값을 감소할 수 있고 허브 조립체의 각 구성부품의 부하상태를 개선할 수 있다. 이상과 같이 허브어셈블리의 각 구성부품에 작용하는 구조응답에 대하여 알아보았으며, 그 결과 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 허브바디 교각부위의 응력증가와 더불어 구조적 한계를 가지며, 특히 블레이드 수를 5개 이상 증가하기 위하여서는 컬러베어링 형이 아닌 다른 형식의 구조적 특징을 가지는 허브구성이 고려되어야 할 것이다.

(2) 작동압력하에서 피스톤의 변형은 높은 등가응력과 피스톤 내경 표면의 변형 그리고 크로스헤드 설치장소에서 변형을 일으킬 수 있으며, 장기간사용에 따른 피스톤 조립체의 헐거워짐에 의한 피치 오차 증가가 우려되고, 일정 주기마다

정비가 필요하다.(피드백장치를 통한 피치 헌팅(pitch hunting)의 주 원인이 될 수 있다).

(3) 허브 엔드플레이트의 변형은 엔드플레이트 내에 설치된 베어링의 원통형 표면을 찌그러뜨려 후부 측 베어링 모서리가 전부 측 베어링 모서리보다 더 높은 마모를 가져오게 된다.

(4) 크로스헤드 상의 슬라이딩 슈를 통한 피스톤 힘의 전달은 슈의 제한된 간극과 각운동에 따른 슈의 위치는 비스듬하게 기울어지고 최대 전진상태에서의 가장 높은 접촉압력은 상부 전부 측 모서리와 하부 전부 측 모서리에 미치며 이것은 피치각의 제한과 피치설정의 정확성에 영향을 준다(심하면 원동기에 불규칙한 힘을 전달할 수 있다).

5) 크랭크 핀 표면 그리고 핀의 접촉표면과 함께 슈의 표면은 결합 모서리 부위에서 등가응력의 최대값을 가진다.

유한요소법을 이용한 가변피치 프로펠러 허브 구성부품의 해석은 운전 부하 상태하에서 가장 높은 응력과 변형 값이 발생하는 위치를 정확하게 확인할 수 있도록 한다. 또한 결과적으로 허브구성부품의 내구성 증대 및 피치설정의 정확성증대 등을 위하여 허브 부품의 연결부위를 개선할 수 있는 정보를 얻을 수 있도록 한다.

### 3.5.2 허브 어셈블리 구성부품의 개선방향

허브 어셈블리의 구조해석 결과는 3.5.1에서 설명한 바와 같이 크게 세 가지로 나누어 설명할 수 있다.

첫째, 허브바디 교각부위 응력증가에 따른 구조적 한계와

둘째, 피스톤 조립체의 저주기 교번부하에 따른 피스톤과 크로스헤드 로드의 설치부위 경계선상에서 피스톤 너트의 헐거워짐에 대한 문제점과

셋째, 크로스헤드와 슬라이딩 블록의 접촉압력증가에 따른 슈의 마모와 불균일한 힘의 전달로 슬라이딩블록의 손상을 예측할 수 있었다.

앞으로 허브 어셈블리 구조설계에 있어서, 다음 내용에 대하여 신중히 해야 할 것으로 사료된다.

(1) 컬러베어링 허브바디의 구조적 문제점을 개선하기 위하여 트리니언형 설계가 필요하며, 이것은 블레이드 수를 5개에서 7개로 확대할 수 있는 기하학적 특성이 있다.

(2) 피스톤과 크로스헤드 로드와 결합부에 미치는 구조응답의 값을 줄이기 위하여 피스톤과 크로스헤드 로드와 기하학적 특성을 고려한 설계변경의 검토가 선행되어야 할 것이다. 그러나 이것은 정비주기를 최대한 늘리는데 목적을 두어야 할 것이나 정비주기 제로(0)의 결과는 얻을 수 없을 것으로 생각된다.

다음은 최대 전진부하위치에서 슬라이딩블록과 크로스헤드 립의 구조응답 문제점에 대하여 허브내부의 제한된 공간에서 구조적 설계변경을 통하여 다음 3.6절과 같이 문제점에 대한 개선대책을 세웠다.

### 3.6 크로스 헤드 립과 슬라이딩 슈(shoe)의 설계개선

#### 3.6.1 일반개요

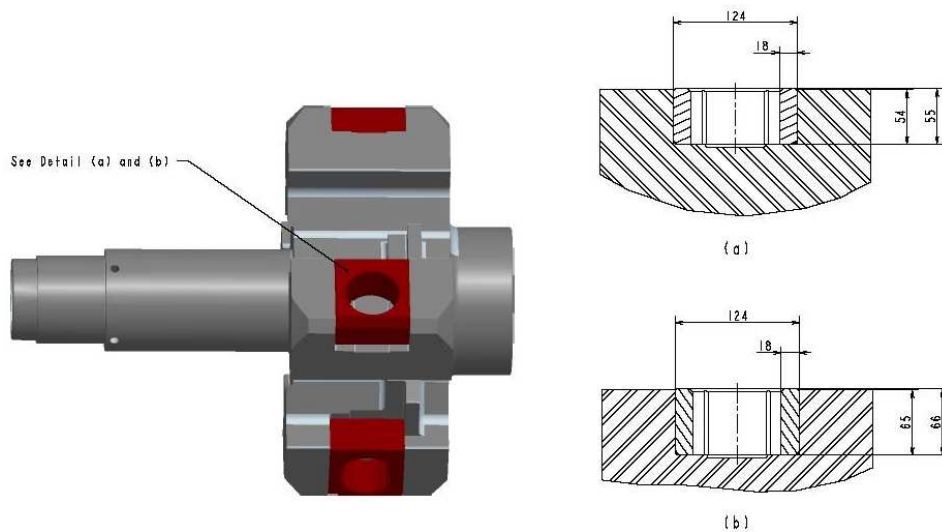
크로스헤드와 크랭크 핀의 소재는 단조강 ASTM A668을 선정하였고, 슈의 소재는 황동으로서 ASTM B150을 선정한다. 이 두 소재는 탄성계수가 대략 2배의 차이를 가지며, 이것은 접촉표면을 잘 유지하면서 블레이드피치 제어의 정확성을 확보하고 오랜 시간 양호한 운전상태 유지를 위하여서는 최선의 소재이며 매우 중요한 부분일 뿐만 아니라 접촉압력에 대응하여 최소의 마멸상태를 유지할 수 있는 물리적 성질을 가지고 있다.

그리고 슈가 직접 운동을 하는 크로스헤드 립 하부구조의 강성은 여유가 있으며, 이러한 상태에서 **Fig. 3.23** 와 같이 슈의 높이를 20%(11 mm) 정도 증가시키고 크로스헤드 립의 깊이를 20%(11 mm) 깊게 하여 접촉면적을 넓히고 아울

러 접촉압력 분포를 감소시킨다.

이때 크로스헤드 립 부위에 다소의 응력증가는 일어날 수 있으나 무엇보다 슈의 수명과 마손의 직접적인 원인인 접촉압력과 방향별 변위를 감소시키는 것이 무엇보다 중요하다.

따라서 이러한 각도에서 개선대책을 수립하고 구조분석을 다음과 같이 수행한다. 다만, 개선 범위를 20%로 설정하였으며 20%로 정한이유는 **Fig. 3.23**과 같이 3000톤급 중형선박의 설계치수 및 입력 자료에 의한 구조해석결과 슬라이딩 슈의 높이증가가 10~20 % 정도까지는 슈에 발생하는 응력, 접촉압력 변위는 비례하여 감소하였으나, 25% 이상 슬라이딩 슈의 높이를 증가하게 되면 슬라이딩 슈의 앞쪽방향 상부 측 모서리 변위가 증가하는 동시에 크랭크 핀의 변형이 증가하여 더 이상의 높이증가는 부정적 영향을 발생시킬 수 있어 슬라이딩 슈의 개선높이를 20%로 설정하였다.



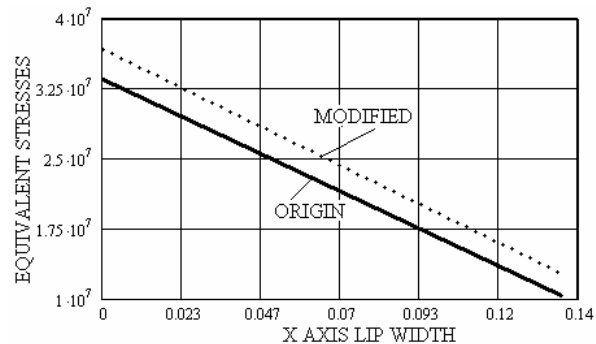
**Fig. 3.23** Improvement of sliding shoe from origin(a) to modified(b)



### 3.6.2 등가응력의 분석

#### 1) 크로스헤드 립(crosshead lip)의 등가응력

상기 **Fig. 3.19a**에서 보는 바와 같이 크로스헤드 립에 대한  $x$ 축 방향의 등가응력은 개선전과 비교하여 9.4% 증가하여 원래  $3355.344 \times 10^4$ 에서  $3670.456 \times 10^4$  Pa로 증가하였다. 그러나 여기에서  $x$ 축 방향 9.4%의 등가응력증가는 크로스헤드 립의 구조특성이나 슈의 성능에 비추어볼 때 그의 영향은 미미하다.



**Fig. 3.24** *Equivalent stress along boundary on the lip (pos. 1 in Fig. 3.5) & modified boundary on the lip (pos. 3 & 5 in Fig. 3.5)*

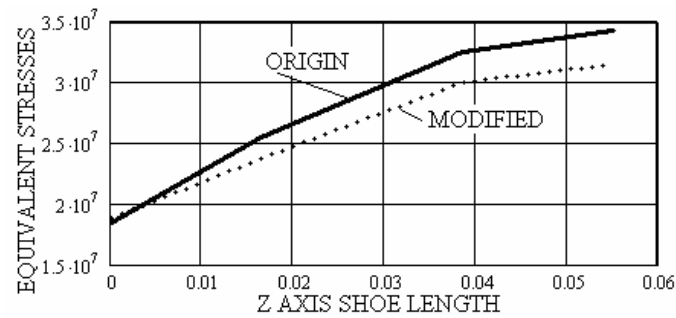
#### 2) 슬라이딩 슈(sliding shoe)의 등가응력

**Fig. 3.25**에서 보는바와 같이 슈의 높이 증가는 접촉면적의 증가를 가져오면서 크랭크 핀과 크로스헤드 홈 내에서의 슈 운동은 다양한 방면에서 성능개선을 가져올 수 있으며 슈에 미치는 최대 등가응력은 개선전과 후를 비교하여 12.5% 감소하였고, 평균적으로 등가응력이 6.1% 감소하였다.

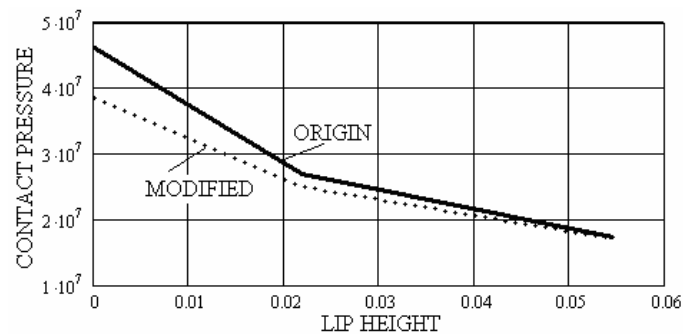
### 3.6.3 접촉압력의 분석

다음 **Fig. 3.26**에서와 같이 접촉압력은 개선전과 비교하여 평균적으로 13.9% 감소하였으며, 최대치와 비교하면 개선 전 46.3 MPa에서 개선 후 36.7 MPa로

낮아졌다. 이것은 접촉압력이 20.7% 감소하여 최대치를 많이 낮출 수 있게 되었고 슈의 성능개선에 도움이 된다.



**Fig. 3.25** *Equivalent stress along upper shoe hole near contact with pin*



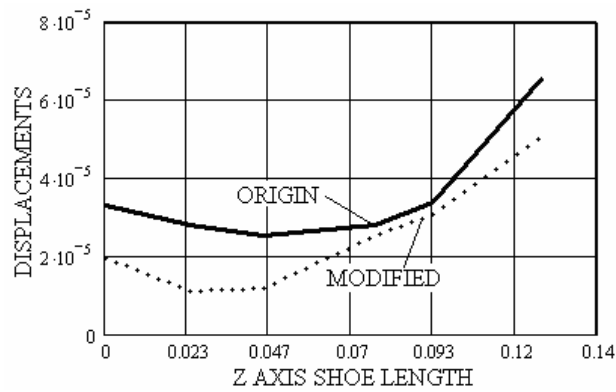
**Fig. 3.26** *Contact pressure along origin and modified lip*

### 3.6.4 크랭크 핀 부하상태에서 슈 하부 모서리의 변위분석

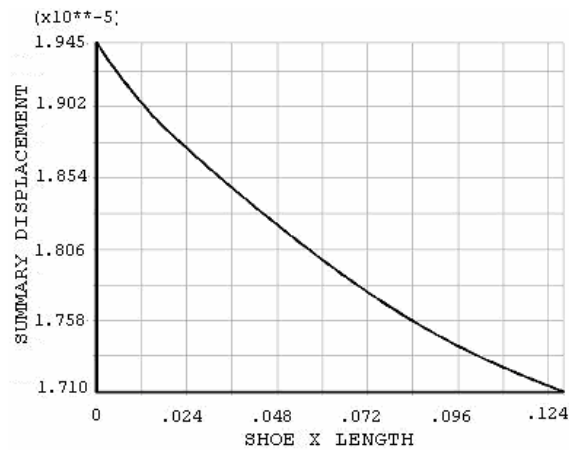
마찰공학에 의하면, 마찰소손은 마찰압력과 마찰에 의하여 구성부품을 벗겨내는 탄성변위와 밀접한 관계를 갖는다. 이러한 견지에서 슈의 인접모서리에 대한 개선전과 후의 탄성변형 비교는 중요하다. 따라서 **Fig. 3.27** 에서 보는 바와 같이 슈의 정면부위 하부모서리의 개선전과 후의 최대변위는  $6.535 \times 10^{-5}$  m 에서  $5.057 \times 10^{-5}$  m 으로 줄었으며, 평균적으로  $4.127 \times 10^{-5}$  m에서  $2.924 \times 10^{-5}$  m 으

로 감소하였다.

상기 **Fig. 3.28** 은 크로스헤드 홈의 슈 바닥부분에서 일어나는 탄성변위를 보여주고 있으며, 앞쪽의 최대 탄성변위는  $1.945 \times 10^{-5}$  m로서 개선전과 비교하여 1.475배 감소한다.

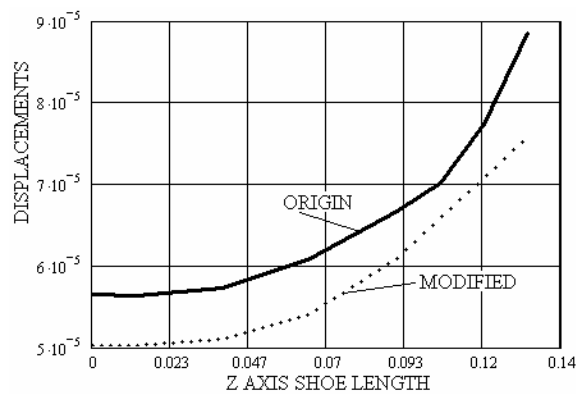


**Fig. 3.27** Elastic displacements of the points on the down edge of frontal origin shoe and modified shoe under pin loads

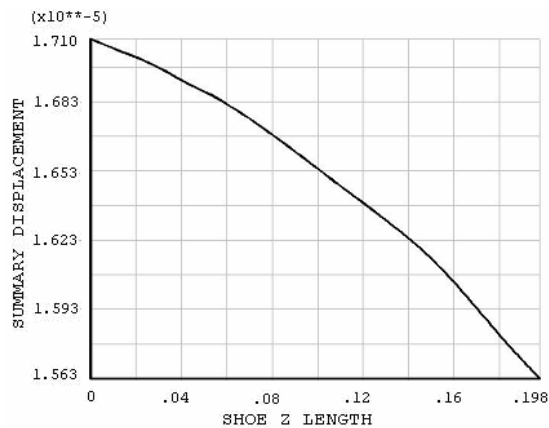


**Fig. 3.28** Elastic displacements of the points on the recess bottom edge under pin loads along  $x$  axis

그리고 **Fig. 3.29, Fig.3.30** 은  $z$ 방향의 앞쪽 슈 모서리 부위와 바닥의 각 선 (angle line)을 따라 일어나는 탄성변위를 보여주고 있다. 결과는 **Fig. 3.28** 과 유사하게 나타나고 있다. 개선전과 후를 비교하면 1.215배 감소되었음을 알 수 있으며, **Fig. 3.29, Fig.3.30** 의 합성 탄성변위는 개선전과 비교하여 슈의 마손에 큰 영향을 미치지 않는다. 왜냐하면,  $z$  방향은 슈 운동방향과 동시에 일어나기 때문이다.

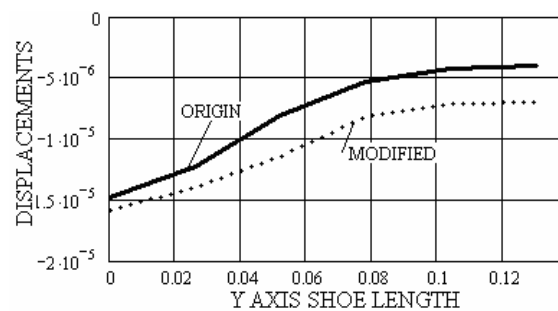


**Fig. 3.29** Elastic displacements of the points at down of the forward edge origin shoe and modified shoe under pin loads



**Fig. 3.30** Elastic displacements of the points on the recess bottom edge under pin loads along  $z$  axis

그러나 크로스헤드 립의 바닥부분의 뒤쪽 모서리 부위를 따라서 일어나는  $y$ 방향 합성 탄성변위는 **Fig. 3.31**의 그래프에서 보는 바와 같이 황동소재의 슈와 단조강 소재의 크로스헤드 사이에서 마손 증가 경향을 보여주고 있으며, 개선전과 후를 비교하여  $y$ 방향 최대 탄성변위는 6.99% 줄어졌고, 평균적으로 개선전과 비교하여 6.8% 적게 나타난다.



**Fig. 3.31**  $y$  elastic displacements of the points on the down edge of origin shoe and modified shoe under pin loads

### 3.6.5 크로스 헤드 립과 슬라이딩 슈의 개선효과

- (1) 크로스헤드 립의 등가 응력증가는  $x$ 축 방향 9.4%로서 크로스헤드 립의 기하학적 구조특성이나 소재특성에 비추어 그의 영향은 미미하다.
- (2) 슬라이딩 슈에 미치는 등가응력은 개선전과 후를 비교하여 최대 12.5%, 평균적으로 6.1% 감소하였다.
- (3) 접촉압력은 개선전과 비교하여 평균적으로 13.9%의 감소를 가져왔으며, 특히 최대접촉압력 20.7%의 성능개선을 이룰 수 있다.
- (4) 슬라이딩 슈의 정면부위 하부모서리의 개선전과 후의 변위변화는 23~29%이다.

이상에서 살펴본 바와 같이 슬라이딩 슈의 높이를 기존의 치수보다 20%높이고 크로스헤드 립의 깊이 또한 20% 깊게 하여 적용하였을 경우 크로스헤드 립 내부의 슬라이딩 슈에 미치는 구조응답은 다양한 부분에서 긍정적 결과를 얻을 수 있을 뿐만 아니라 구성부품의 성능개선과 허브어셈블리의 수명 및 정비주기를 기존의 것과 비교하여 상당히 증가시킬 수 있을 것으로 생각한다.

## 제 4 장 유압 분배기의 설계

### 4.1 유압분배기의 일반적 특성

#### 4.1.1 유압분배기의 유형과 설계목표

가변피치 프로펠러의 유압분배기 박스는 크게 나누어 샤프트 설치형과 기어박스 설치형으로 나누어지며, 이것은 선박구조의 형상과 주 추진축계 배열에 따라 그 형태를 달리함으로서 축 상 또는 기어박스 설치형으로 구분되고, 이론적 배경은 대동소이하다.

본 연구에서는 기어박스 설치형 유압분배기 설계에 초점을 맞추어 연구하고자 한다.

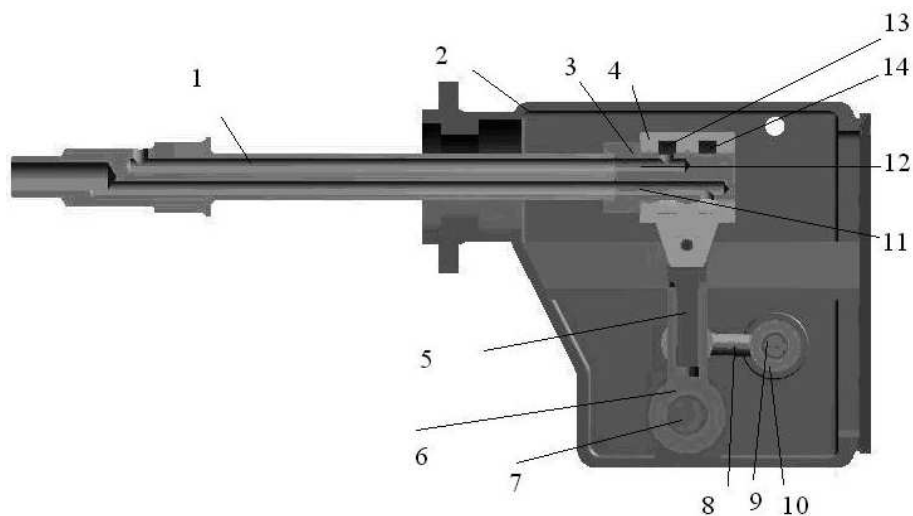
본 가변피치 프로펠러의 유압분배기 박스는 분해 조립 및 이동이 가능하게 설계되고 감속기어 앞쪽, 대 치차 끝단에 설치된다. 설계상 중요한 목표는 비상사태하의 충격모드 운전시 기어박스 케이스의 반력을 최소화하는데 있으며, 이것에 의해서 실질적으로 기어박스케이스의 최적설계 요구강도가 결정된다. 추가하여 유압분배기 박스의 피드백 연결장치에 축 추력베어링의 영향을 감소시키는데 설계목표를 두고 있으며, 최종 설계목표는 유압분배기 박스의 규정된 정비수행, 또는 분해정비 주기를 길게 하여 장비의 신뢰성을 증대 시키는데 있다. 이것과 연계하여 결론적으로 유압분배기 박스의 부품수를 줄여서 구조를 단순화 시키는 설계를 목표로 한다.

#### 4.1.2 유압분배기의 구성과 작동

**Fig. 4.1** 은 유압분배기 박스 조립일체의 세로방향 단면을 보여주고 있으며, **Fig. 4.2** 는 OD박스 링과 스타브 샤프트의 구성을 보여주고 있다. **Fig. 4.1** 에서 보는바와 같이 유압분배기 조립체는 스타브 샤프트(3)을 거쳐 오일분배용 유압관(1)을 통하여 이중유압관과 연결된다. OD 박스 링(4)을 통한 스타브 샤프트(3)

은 배관(8), (9) 그리고 힌지 챔버(hinge chamber) (10)에 의해 유압 제어밸브에 연결되고 유압 유닛으로부터의 오일은 오일분배용 유압관(1)의 통로 (11), (12)를 통하여 순환하게 되며 OD박스 링(4)의 오일통로(13), (14)를 통하여 흐르게 된다. 오일분배용 유압 관(1)과 공급유압제어밸브의 작동을 위한 피드백구성은 OD박스 링(4)로부터 회전받침(6)과 피드백 샤프트(7)로 연결된 링크(5)에 의해 연결되어있다.

이러한 피드백 시스템의 연결은 오일분배용 유압 관(1)의 왕복운동을 피드백 샤프트(7)에 의하여 각 운동으로 변환시킨다. 공급유압은 **Fig. 4.1**에서, OD박스 하우징의 전, 후진 오일구멍(13, 14)을 통하여 오일분배용 유압관(1)과 기어박스 출력축의 대 치차 중공축을 거쳐 추진축계의 중공축을 따라서 이중유압관을 통하여 프로펠러 허브내부 유압 실린더 전, 후부에까지 미치게 된다. 따라서 공급 오일의 압력에 따라 피스톤은 정하여진 최대 행정까지 움직일 수 있으며, 이러한 피스톤의 움직이는 방향은 제어밸브의 동작에 따라 발생하게 된다.



- |                      |                    |                                 |                                |                   |
|----------------------|--------------------|---------------------------------|--------------------------------|-------------------|
| 1. distribution pipe | 2. OD box case     | 3. stub shaft                   | 4. OD box ring                 | 5. feedback link  |
| 6. swivel            | 7. feedback shaft  | 8. pipe                         | 9. case pipe                   | 10. hinge chamber |
| 11. ahead channel    | 12. astern channel | 13. OD box ring chamber(astern) | 14. OD box ring chamber(ahead) |                   |

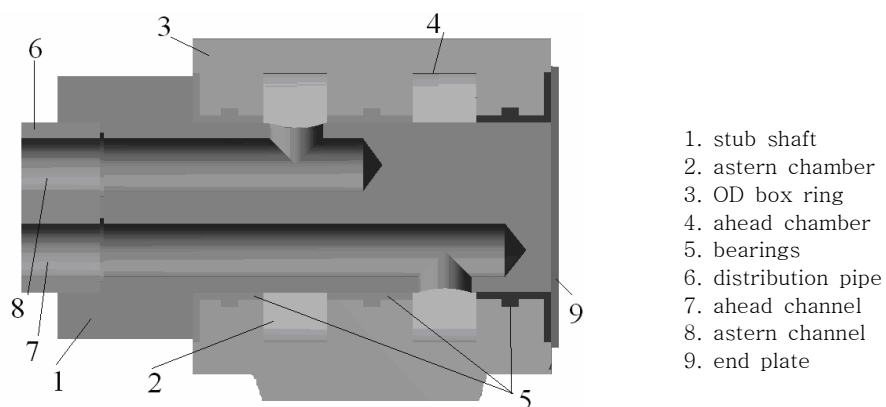
**Fig. 4.1** Longitudinal section of the OD box assembly



이러한 움직임에 따라 이중유압관은 긴 추진축계의 중공축을 따라서 피스톤 최대행정까지 움직일 수 있으며, 이것의 왕복 움직임이 피치각의 위치를 결정하게 된다. 이 때 설계시 중요하게 고려되어야 할 사항중 하나는 OD박스 링(4)의 내부 베어링과 회전용 스타브 샤프트(3)간의 간극에 따른 오일 밀봉유지 상태로 서 만약 베어링 간극이 크게 되면 유량의 손실이 많아져 피치설정이 계획된 시간내에 미달하게 되고 만약 베어링간극이 너무 좁게 되면 베어링에 마찰력이 증대되어 발열에 따른 베어링 손상이 우려되기 때문이다.<sup>[27]</sup>

#### 4.1.3 유압분배기의 기능적 특성

고압 작동유는 이중 유압관을 통하여 프로펠러 허브 주 서보실린더 내부까지 유도된다. 회전하는 축을 통하여 고압유를 공급하기 위해 유압분배기 박스내의 OD박스 링 내부는 축 회전시 누유를 최대한 방지하기 위하여 저널 간극을 최소로 유지한 베어링으로 구성되어 있다. 이곳의 베어링내부와 이중 유압관에 오일 공급을 위한 기름구멍과 일치하는 위치에 **Fig. 4.2** 의(4)(oil channel), (5)(bearing) 같이 고압 오일 챔버(chamber)가 마련되어 있다.



**Fig. 4.2** OD box stub shaft and ring

**Fig. 4.2**의 (3)(OD박스 링)에 공급되는 공급오일은 블레이드 피치의 위치각에 따른 제어명령에 따라 피스톤의 전, 후진 통로의 어느 한 쪽에서 선택된 이중유압관의 오일 통로를 통하여 압력유가 흐르고 공급유가 작용하는 피스톤은 반대방향으로 움직이게 되며 피스톤 반대편 오일은 이중 유압관의 리턴오일 통로를 따라서 OD박스 링을 통하여 빠져나와 오일섬프 탱크로 돌아오게 된다. 공급유압의 정상흐름에 대하여 설명하면, 먼저 전진 오일통로, 즉 내부 유압관에 압력유가 흐르게 되면 압력 유는 피스톤후부(허브 콘 끝단 쪽)측에 작용하고 피스톤은 추진축의 전부 측(선수방향)으로 움직이며 리턴오일은 내, 외부 유압관 사이를 통하여 (4) 방향 제어밸브 후진오일구멍으로 빠져나가서 오일섬프탱크로 돌아오게 된다. 이와 반대로 내, 외부 유압관사이로 압력유가 공급되면 피스톤은 선미방향으로 움직이게 되고 리턴오일은 내부 유압관의 중앙을 통하여 긴 추진축계의 중공축을 지나서 제어밸브의 전진오일구멍으로 빠져나가 오일섬프탱크로 돌아오게 된다.

유압 유닛에 설치되어있는 제어밸브의 조절에 따른 이중 유압관의 전, 후 움직임은 배관연결을 위한 힌지내의 로터리 셸링과 움직이는 OD박스 링과 함께 연결되는 오일 입, 출구의 배관에 의하여 가능하게 된다. 로터리 운동을 할 수 있는 셸과 배관 그리고 링크에 의하여 피드백시스템이 구성되며, 이중 유압관의 축상 움직임으로 프로펠러 블레이드 각의 위치를 설정할 수 있게 된다.

또한 유압 유닛에는 주 서보피스톤의 움직이는 방향을 결정하여주는 (4) 방향 유압제어 밸브가 설치되어 있으며, 이것은 전기적으로 원격제어가 가능하도록 솔레노이드 부착식으로 구성되어 있다.

일반적으로 가변피치프로펠러 유압제어 시스템의 최대 운전압력은 11 MPa로 설정되어있으며, 모든 구성부품은 이것에 대하여 충분한 강도를 가지고 연속적인 운전이 가능하도록 설계되어있다.<sup>[28]</sup>

## 4.2 유압 분배기의 베어링 설계

### 4.2.1 유압 분배기의 요구사양

**Fig. 4.2** 에 있어, OD박스 링(3)과 스타브 샤프트(1)의 접촉면은 배빗메탈로 제작되어진 베어링(5)로 유밀이 유지된다. 스타브 샤프트(1)과 OD박스 링(3)의 접촉상태는 스타브 샤프트(1)에 과도한 하중이 걸리는 것을 피하기 위하여 오일통로 벽이 가장작은 두께근처 스타브 샤프트(1)의 강성에 대하여 세밀한 검토를 하여야 하며, 불균일한 변형으로 인한 누유를 예방하기 위하여 오일통로(2, 4) 또한 세밀한 검토를 하여야 한다.

정적압력 하에서 오일통로 벽(2, 4, 8)과 베어링 그룹(5)의 벽은 변형하게 된다. 한편 베어링(5)를 가지는 스타브 샤프트(1)과 OD박스 링(3)의 접촉상태는 피드백 작동의 정확도에 영향을 미친다.

만약 배빗의 탄성계수가  $E = 4.8 \times 10^8 \text{ Pa}$  이라 한다면, 접촉표면의 반경방향 변형  $\Delta r$  은 구조상의 관계방정식에 기초하여 다음 식 (4.1)과 같이 결정될 수 있다.<sup>[29]</sup>

$$\Delta r = \frac{p_1 r_1^2 - p_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \times \frac{(1 - \mu)r}{E} + \frac{(p_1 - p_2)(1 + \mu)r_1^2 r_2^2}{(r_2^2 - r_1^2)E} \times \frac{1}{r} \quad (4.1)$$

여기서,

$p_1$  : 베어링 내부표면에 미치는 압력

$p_2$  : 베어링 외부표면에 미치는 압력

$r_1$  : 내부 베어링반경

$r_2$  : 외부 베어링반경

$r$  : 베어링의 중간반경

$\mu$  : 포아송 비

$E$  : 탄성계수

배빗의 탄성계수는 강철과 비교하여 400~500 배 정도 작은 값으로 되며 베어링 변형은 OD박스 링의 강철제 외부와 함께 고려하여야 한다. OD박스 링의 베어링은 다른 두께를 가지며, 서로 다른 베어링두께에 의한 경계구역은 베어링의 노치근처와 전, 후부의 추력을 받고 있는 베어링 표면으로 여기서 발생하는 원

주상 모멘트는 베어링 등가응력에 높은 영향을 준다.

이러한 경우 상호변형에 대한 방정식은 원주상에 작용하는 모멘트를 추가적으로 고려하여야하며, **Fig. 4.2**의 베어링 그룹(5)의 중앙부분에 미치는 내부압력  $p_1$ 에 의한 원주상의 모멘트 ( $M_o$ )는 다음 식(4.2)과 같다.<sup>[19]</sup>

$$M_o = \frac{2D_s \beta^2 p_1 r^2 \left(1 - \frac{\mu}{2}\right)}{Eh} \quad (4.2)$$

여기서,  $h$  : 베어링의 두께 이다. 베어링 원통부분의 강성  $D_s$ 는

$$M_o = \quad (4.1)$$

$$D_s = \frac{Eh^3}{12(1 - \mu^2)} \quad (4.3)$$

$\beta^2$  은 식(4.2)에 적용되는 상호변형 계수로서 포아송 비를 통하여 직교축상의 변형을 계산한다.

$$\beta^2 = \sqrt{\frac{3(1 - \mu^2)}{r^2 h^2}} \quad (4.4)$$

베어링반경에서 발생하는 응력은 베어링 표면에 미치는 오일압력에 따라 결정되며, Lamé 방정식<sup>[47]</sup>에 기초한다.

$$\sigma_r = -p_1 \quad (4.5)$$

오일압력에 의한 원주방향 접선응력은

$$\sigma_{ts} = \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \times p_1 \quad (4.6)$$

원주방향 모멘트에 의한 축 방향 응력은

$$\sigma_x = \frac{6M_o}{h^2} \quad (4.7)$$

원주상의 발생 모멘트에 대한 접선응력은

$$\sigma_{tm} = \frac{6\mu M_o}{h^2} \quad (4.8)$$

베어링의 두께가 서로 다른 구역에서는 반경 및 접선응력을 합산하고 각 대응응력을 중합하여 검토하여야한다. 따라서 원주상의 접선응력은

$$\sigma_t = \sigma_{ts} + \sigma_{tm} \quad (4.9)$$

다음 방정식을 통하여 등가응력을 계산한다.

$$\sigma_{eqv} = \sqrt{\frac{1}{2} \{ (\sigma_x - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_x)^2 \}} \quad (4.10)$$

그리고 다음 방정식을 사용하여 서로 다른 베어링두께를 가지는 구역의 반경 방향 변위를 간단하게 계산할 수 있다.

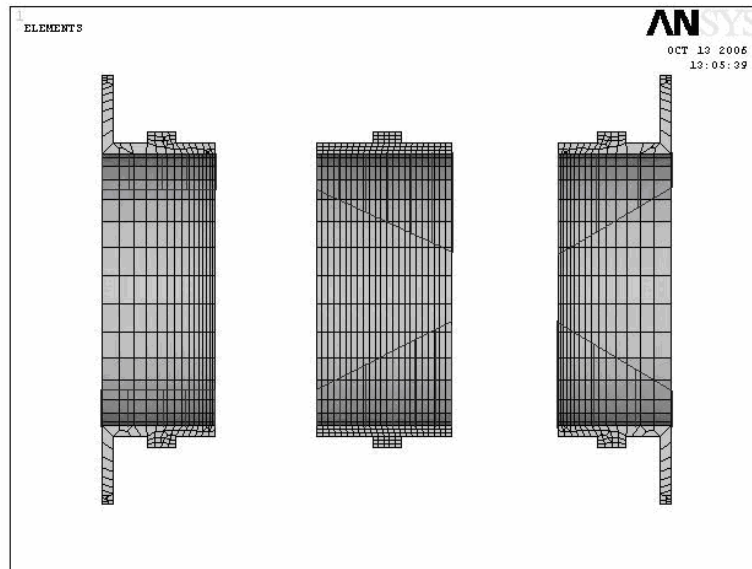
여기서,  $x$ 는 서로 다른 베어링두께를 가지는 경계구역으로부터의 거리(예, 베어링 노치의 경계구역)<sup>[30]</sup>

$$\Delta r = -p_1 \frac{p_1 r^2}{Eh} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \{ (1 - e^{-\beta x} (\sin \beta x + \cos \beta x)) \} \quad (4.11)$$

이상의 계산절차는 OD박스 링에 대한 변형은 계산할 수 없으며, 베어링 자체에 대한 개략적인 등가응력과 반경방향 변위 등은 계산할 수 있다. 이것은 유한요소법을 이용하여 설계하는 동안 유압분배기 베어링의 기하학적 특성, 부하 및 소재특성에 대한 상호관계를 알아보기 위한 방법으로 이용된다.

#### 4.2.2 유압분배기 베어링의 구조해석

**Fig. 4.2** 에서, 스타브 샤프트(1)의 표면과 OD박스 링 베어링(5) 사이의 설계 간극은 전, 후진 오일통로의 누유를 최소화하기 위하여 최소운전간극 0.00002m (0.02mm)로 설정되어있다. 압력 5.5 MPa 하에서 베어링의 반경방향 변형량이 **Fig. 4.4** 에 나타나 있으며, 이것은 최대 전진모드운전의 압력상태에 의한 영향을 보여주고 있다.



**Fig. 4.3** OD box stub ring's bearing loaded by pressure in ahead line

##### 1) 전진오일 통로에 5.5 MPa 이 작용할경우의 중앙부 베어링의 변형해석

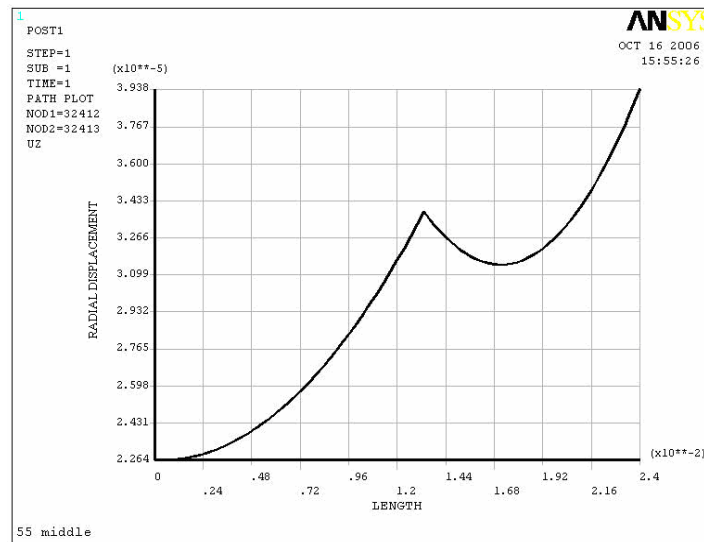
**Fig. 4.3**과 같이 운전압력 5.5 MPa 은 베어링 오일채널 중앙과 오른쪽의 전진 채널이 위치하는 곳에 작용하며, 베어링과 OD박스 링의 바깥쪽은 0.3 MPa 이 작용한다고 본다. 오른쪽 베어링의 길이를 따라 베어링 중앙부에서 전부측 방향으로 운전압력은 5.5 MPa 에서 0.3 MPa 로 변한다.

이 때 **Fig. 4.4** 에서 나타난 결과와 같이 가장 작은 압력면의 반경방향 변위는

0.3 MPa 에서  $2.264 \times 10^{-5}$  m 이고, 스타브 샤프트 사이의 간극은 2.13배 증가한다. 2.13배의 증가  $t_r$  는 설계 간극  $g_d$  에 반경방향 변형  $r_{dd}$  를 더하여 설계 간극  $g_d$  로 나눈 비로 다음 식 (4.12)과 같이 정의한다.

$$t_r = \frac{g_d + r_{dd}}{g_d} \quad (4.12)$$

그러한 간극의 증가는 전, 후진통로에 대응하여 대략 2.132배의 누유량 증가로 이어진다. 이러한 경우의 제어상태는 정하여진 간극이 운전상태에 따라서 변화함에 따라 규정된 사양이 다르게 된다.

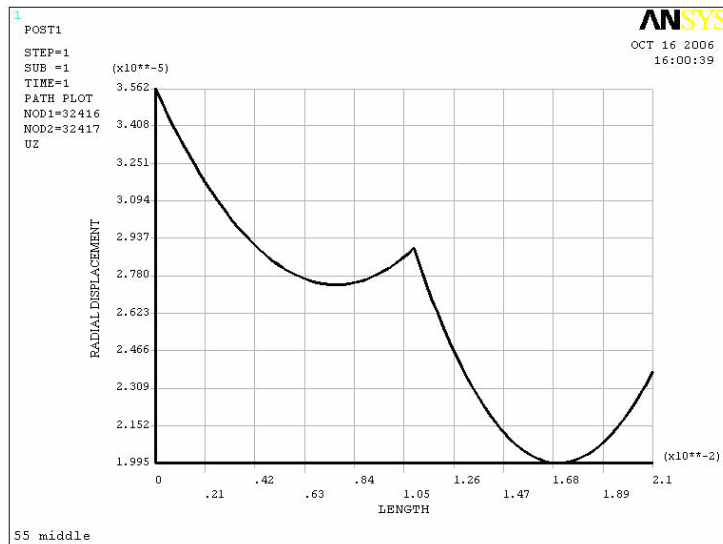


**Fig. 4.4** Radial displacement(m) along middle bearing during high pressure 5.5 MPa in ahead line

## 2) 전진오일 통로에 5.5 MPa 을 적용한 오른쪽 베어링의 구조해석

마찬가지로, **Fig. 4.5** 에 나타난 결과에 따르면, 0.3 MPa 에서 압력면의 가장 작은 반경방향 변위는  $1.995 \times 10^{-5}$  m 로서 스타브 샤프트 사이의 간극은 1.99 배 증가한다.

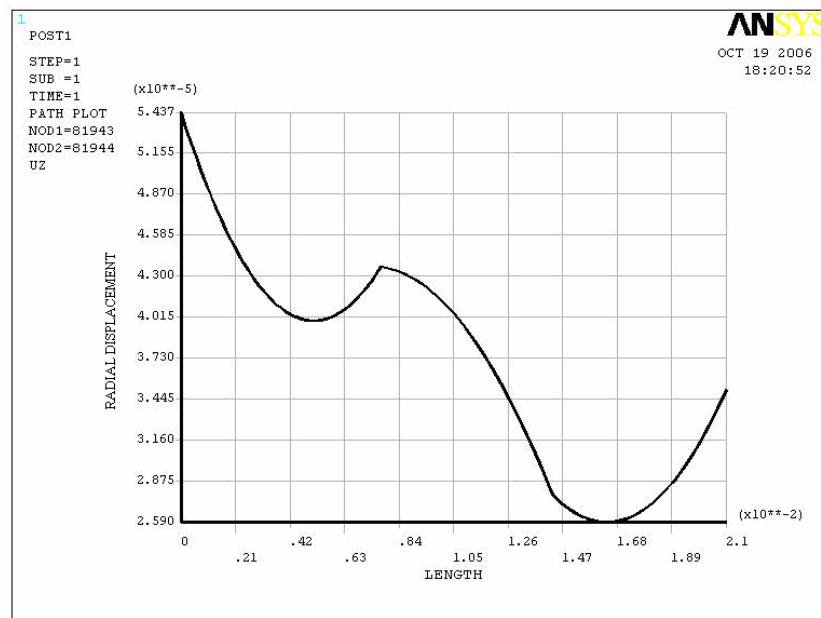
이러한 간극증가는 후진통로와 OD박스 케이싱 틈새에 대응하여 대략 1.99배 누유증가로 나타난다. 이러한 경우의 제어상태 역시 예정된 간극이 운전상태에 따라서 수정되어짐에 따라 규정된 사양이 변하게 된다. 운전압력 하에서 증가된 간극은 고압유가 저압유 쪽으로 누유하게 되어 메인서보 실린더의 고압유 흐름량을 감소시키게 되며 결국에는 이러한 누유에 따른 오일부족용량을 보상하기 위하여 펌프 용량을 증가시키게 되어 가변피치프로펠러 제어시스템의 성능을 떨어뜨리게 된다. 이러한 간극의 변화에 대처하기위하여 펌프 성능을 고려 할 때에는 가능한 한 용량이 충분하도록 정확하게 선정하여야만 한다.



**Fig. 4.5** Radial displacement(m) along right bearing during high pressure 5.5 MPa in ahead line(B89)



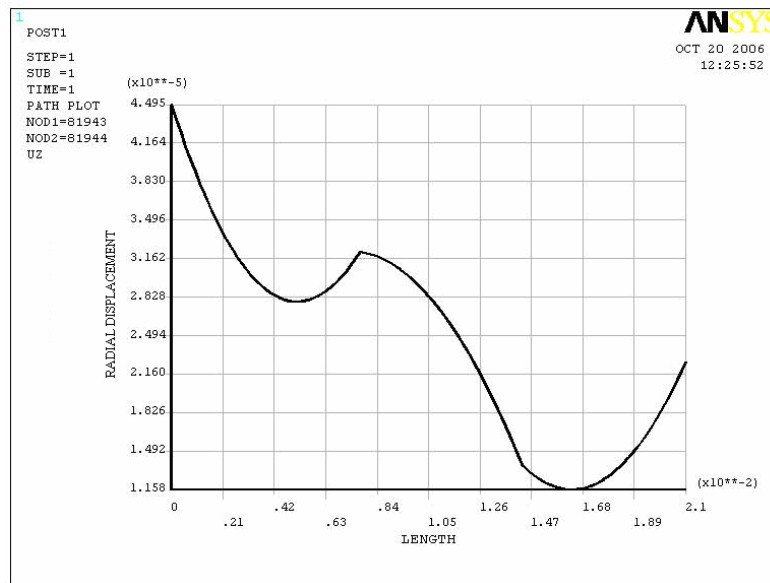
**Fig. 4.6** 에서 보는바와 같이 압력 5.5 MPa 전진상태에서 오른쪽 베어링의 반경방향 변위는 OD박스 링의 소재가 탄소강일때 탄성계수는 195 GPa 이며, 배빗 소재 B16~B89의 종류에 따라 탄성계수는 0.47~0.60 GPa 로서 배빗소재 자체의 탄성계수를 0.60 GPa (**Fig. 4.5**)에서 0.47 GPa (**Fig. 4.6**)로 약 27% 낮게 하면 **Fig. 4.5**의 원래 그래프와 비교하여 OD박스 베어링의 반경방향 변위를 14.7% (저압 축의 변위 차) 정도 차등화 시킬 수 있다.



**Fig. 4.6** *Radial displacement(m) along right bearing under pressure 5.5 MPa in ahead with reduced elasticity modulus of the material(B16)*

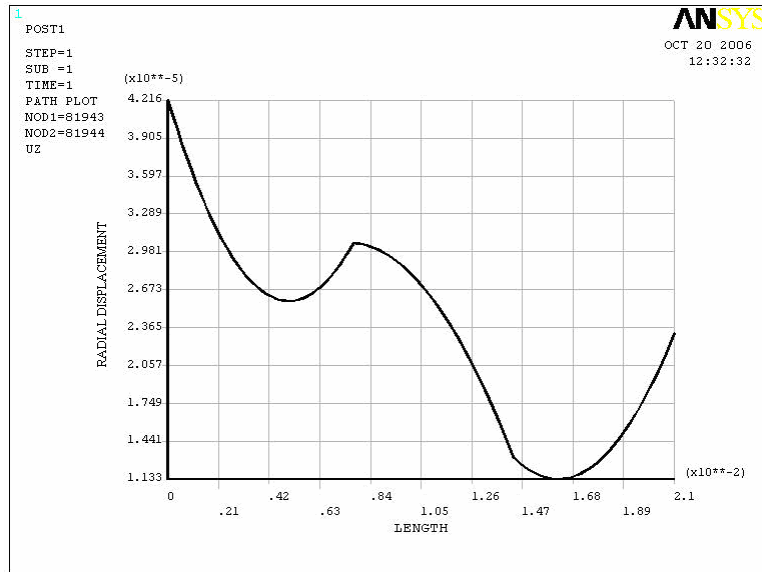
이상에서 보는바와 같이 베어링 링의 소재인 탄소강과 배빗 소재의 탄성계수 선정은 베어링 누유에 매우 중요한 영향을 미치며, 비록 강한 배빗소재를 사용하더라도 베어링의 미끄럼 특성은 베어링에 미치는 부하 및 낮은 원주 속도에 비추어 충분히 안전한 것으로 분석된다.

**Fig. 4.7**에서는 오른쪽 베어링의 압력은 5.5 MPa 전진상태에서 OD박스 베어링 링의 외경을 25% 증가시켜 원래상태의 그래프 **Fig. 4.5**와 비교한 것이다. 이것은 1.2654배 간극이 감소되었음을 보여주고 있으며, 고압유에서 저압유로의 누유는 식(4.13)과 식(4.14)에 따라서 26.5% 감소될 수 있음을 보여준다.



**Fig. 4.7** *Radial displacement(m) along right bearing during pressure 5.5 MPa in ahead line with increased outer diameter of the OD box ring*

한편 **Fig. 4.8**에서는 위와 같은 조건에서 OD박스 베어링 링의 외경을 20% 증가시키고 오일 챔버 내경을 10% 감소시킨 결과를 보여주고 있으며, 이것은 원래상태의 그래프 **Fig. 4.5**와 비교하여 1.275배 간극이 감소되었음을 보여주고 있으며, 고압유에서 저압유로의 누유 또한 27.5% 감소될 수 있음을 보여준다. 이와 같이 반경방향 지름의 증가는 오일 챔버의 용량을 감소시킨다.



**Fig. 4.8** *Radial displacement(m) along right bearing under pressure 5.5 MPa in ahead with increased outer diameter of the OD box ring and decreased inner diameter of the oil chamber*

다음은 유압분배기 베어링의 누유량 설계로서 다음 식(4.13)과 같다.

$$Q_{bl} = \frac{2.5 \Delta P \times 2\pi r_{ss} \delta_g}{12 \nu_o l \rho_o} \quad (4.13)$$

여기서,

$\Delta P$  : 고압유와 저압유 사이의 압력차       $\nu_o$  : 오일 점도

$r_{ss}$  : 스타브 샤프트의 중간반경       $\delta_g$  : 간극

$l$  : 베어링 길이       $\rho_o$  : 오일밀도

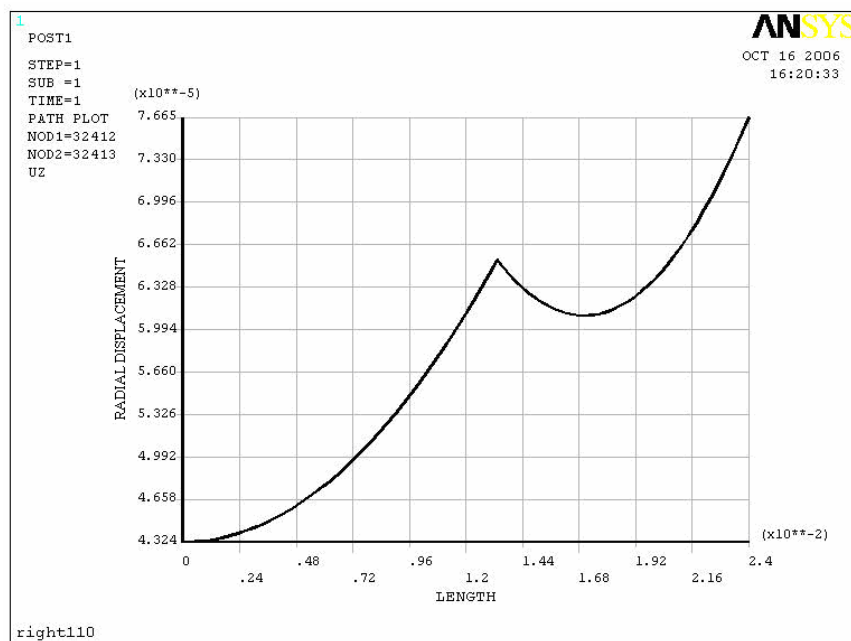
로 정의하고, 베어링 간극의 단면은  $2\pi r_{ss} \delta$  이며, 베어링 내( $r_{ssi}$ ), 외( $r_{sso}$ ) 반경, 즉 간극의 차이는  $\delta_g = r_{sso} - r_{ssi}$  이고, 베어링 평균반경은  $r_{ss} = (r_{sso} + r_{ssi})/2$  이다. 따라서 베어링 단면 간극은 다음 식(4.14)로 표현한다.

$$A_g = 2\pi (r_{sso}^2 - r_{ssi}^2) \quad (4.14)$$

### 3) 전진오일 통로에 11 MPa 을 적용한 중앙부 베어링의 구조해석

최대압력 11MPa (**Fig. 4.9, 4.10**) 하에서 베어링표면의 변형에 대한 변화는 5.5 MPa 상태와 유사하게 나타나고 있으며, **Fig. 4.9** 에 나타난 결과와 같이 압력 0.3 MPa 에서 압력면의 가장 작은 반경방향의 변위는  $4.324 \times 10^{-5}$  m 이고, 스타브 샤프트사이의 간극은 3.162 배로 증가한다.

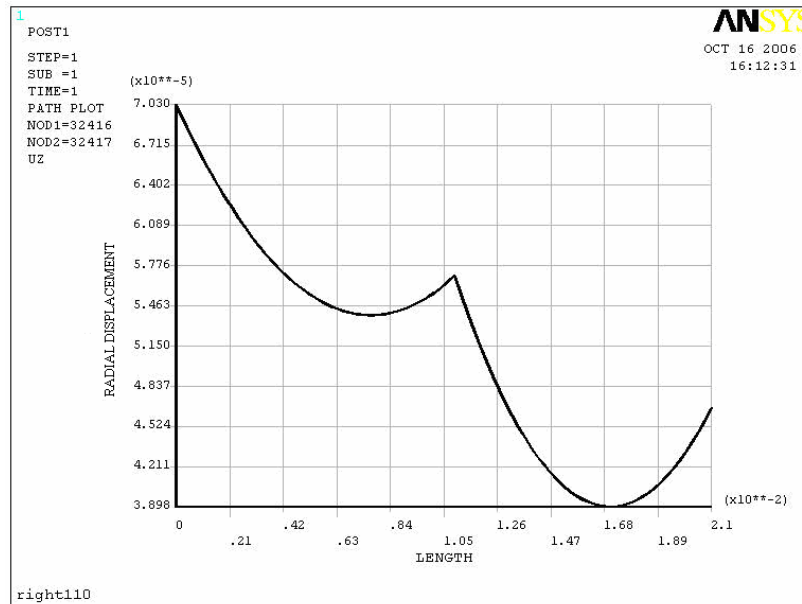
이러한 간극의 증가는 전, 후진 오일 통로 사이에 대하여 대략 3.162배 증가하나, 누유단면은 기존의 설계 간극과 비교하여 9.998배 증가하고, 중간베어링의 5.5 MPa 상태와 비교하여 4.858 배 증가한다. 이러한 경우의 제어상태는 운전상태에 대한 간극이 변함에 따라서 결정되는 사양이 변화하게 되는 것이다.



**Fig. 4.9** Radial displacement(m) along middle bearing during max. pressure 11 MPa in ahead line

#### 4) 전진오일 통로에 11 MPa 을 적용한 오른쪽 베어링의 구조해석

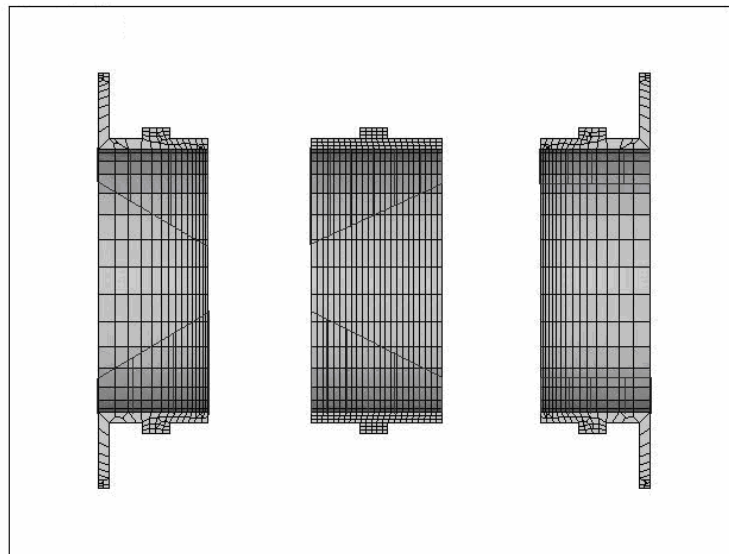
**Fig. 4.10** 에 나타난 오른쪽 베어링의 상태와 같이, 압력 0.3MPa 에서 압력면의 가장 작은 반경방향 변위는  $4.324 \times 10^{-5}$  m 이며, 스타브 샤프트사이의 간극은 2.949배로 증가한다. 이러한 간극의 증가는 전, 후진 오일 통로 사이에 대응하여 대략 2.949배 증가하나, 누유단면은 기존의 설계 간극과 비교하여 8.697 배 증가하며, 중간베어링의 5.5 MPa 상태와 비교하여 4.858 배 증가한다. 이러한 경우 역시, 제어상태는 운전상태에 대한 간극이 변화함에 따라서 결정되는 사양이 변화하게 되는 것이다.



**Fig. 4.10** *Radial displacement(m) along right bearing during pressure 11MPa in ahead line*

최대 전진상태에서의 압력 5.5 MPa 과 11 MPa 에 대하여, 변형은 OD박스 링과 베어링의 형태 때문에 거의 같게 나타나고 있으며, 최대 후진상태에서의 경

우도 거의 같게 나타나고 있다. 후진상태에서의 전형적인 압력 선도가 **Fig. 4.11**에 제시되고 있으며, 블레이드 피치가 변화하는 동안 중간상태에서 고압 및 저압 통로의 압력은 감소하고 압력차이 또한 감소하게 된다. 물론 변형하는 변위와 고압 측에서 저압 측으로의 오일누유 또한 감소한다.

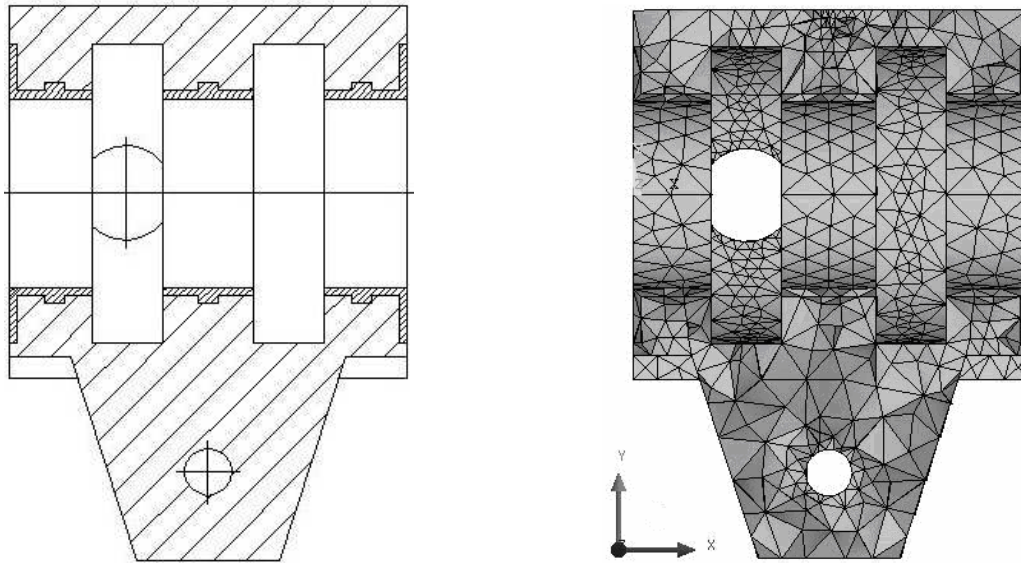


**Fig. 4.11** *OD box stub ring's bearings loaded by pressure in astern line*

OD박스 링과 베어링의 변형특성을 개선하기 위하여, 유체성능과 같이 병행하여 OD박스 오일 챔버 **Fig. 4.2**의 (2), (4) 크기를 최적화하는 문제를 고려할 필요가 있다.<sup>[15]</sup>

OD박스 링의 내부표면에 부착되어있는 배릿의 내구성에대한 배려는 양쪽 구성부품에 대하여 변형하는 변위를 예측하는데 매우 유용하며, 솔리드 모델(**Fig. 4.2**)에 기초한 유한요소모델이 **Fig. 4.12**에 잘 제시되어 있다.

베어링 변형변위의 최대차이는 허용범위 내에 있어야하고, OD박스 링과 베어링의 유한요소모델의 세로단면은 OD박스 링의 길이방향으로  $x$ 축을 가지며, 베어링은  $x$ 축을 따라 배치되어 있다.

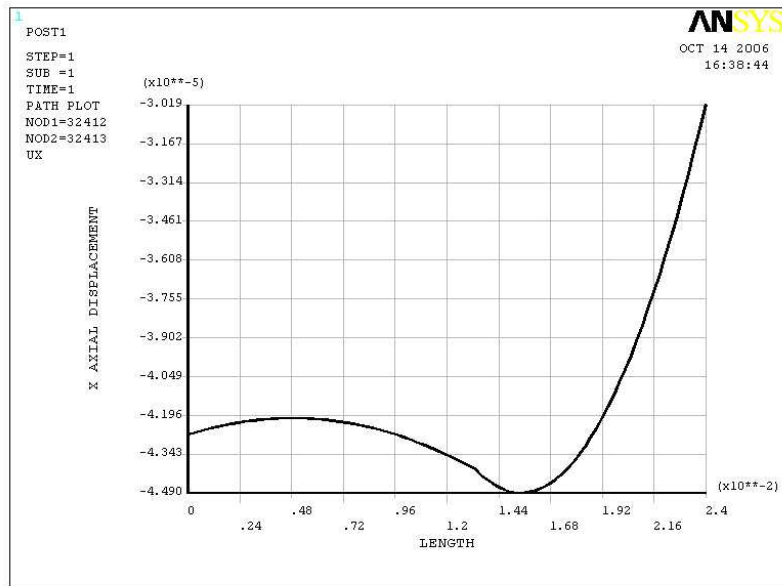


**Fig. 4.12** Longitudinal section of the finite element model of the OD box ring and bearings

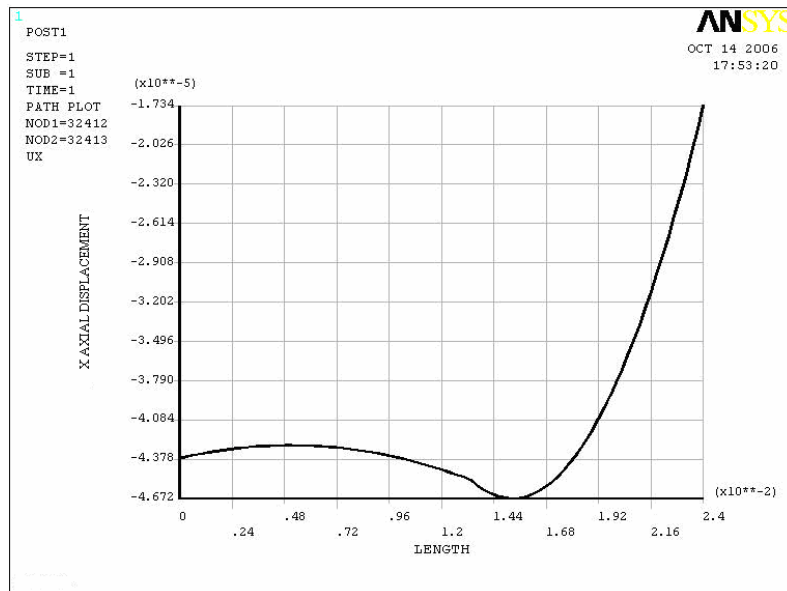
#### 5) 중앙부 베어링 내부의 변형변위 분석

**Fig. 4.13** 에서 보이는 결과와 같이 중간베어링 내부표면에서 변형변위의 최대 절대값은  $3.019 \times 10^{-5} \text{ m}$  이다. 그리고 변형변위의 (-)표시는 **Fig. 4.12** 의 왼쪽과 같이, 변위가  $x$ 축의 (+)방향과는 반대방향임을 의미한다. OD박스 링의 중앙부 내부표면상태는 **Fig. 4.2** 에 나타나 있으며, **Fig. 4.14** 에 나타난 결과에 의하면, OD박스 링의 중앙베어링 내부 표면에서의 최대 변형변위는  $1.174 \times 10^{-5} \text{ m}$  이다.

중앙베어링 내부의 변형변위는 또한 (-)의 값을 가지며, 변형변위의 차이는  $1.845 \times 10^{-5}$  이다. 이것은 OD박스 링의 중앙부 내부 표면상태의 변형변위 값보다 큰 것을 알 수 있다.



*Fig. 4.13 Axial displacement(m) at inside surface of the middle bearing*



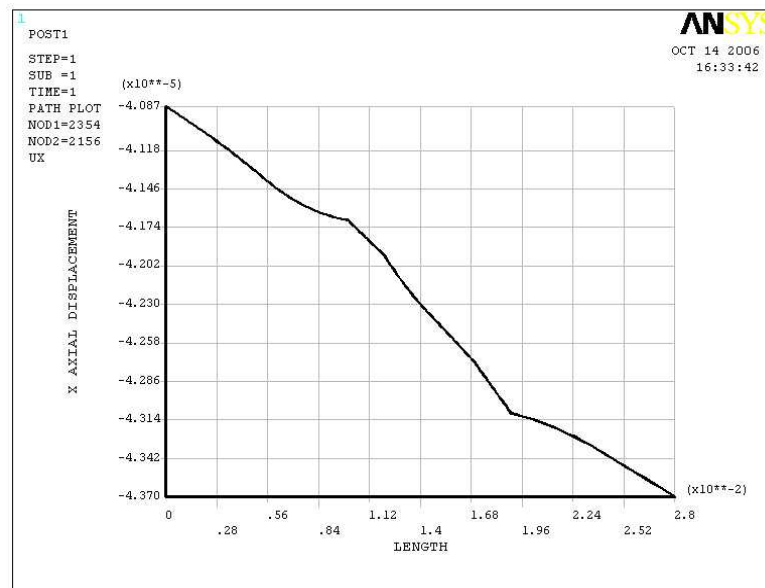
*Fig. 4.14 Axial displacement(m) at inside surface of the middle part of OD box ring*



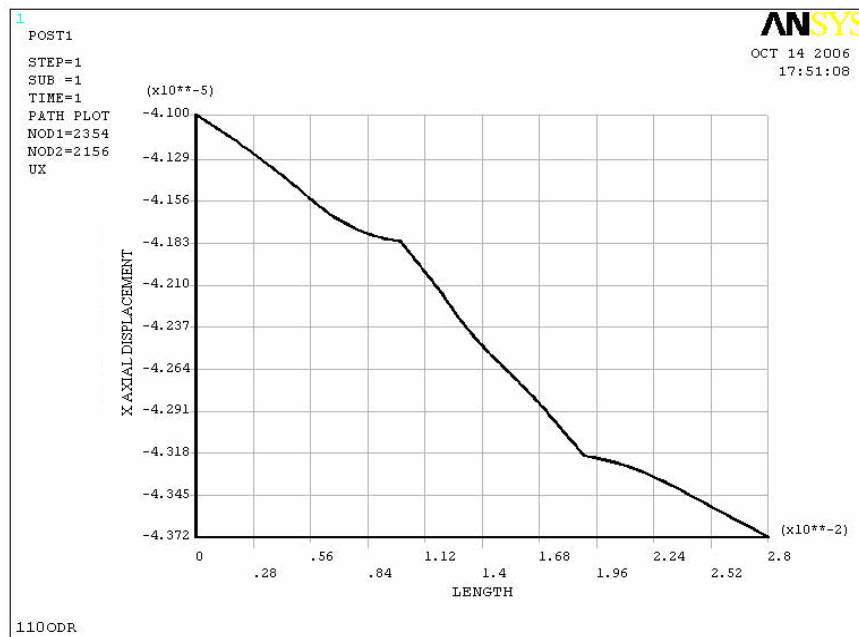
## 6) 오른쪽 베어링 내부의 방향 변형변위 분석

**Fig. 4.15, 4.16** 에서 나타난 결과와 같이 오른쪽 베어링 내부표면의 축 방향 변형변위의 최대 절대값은  $4.37 \times 10^{-5}$  m 이다. 그리고 변형변위의 (-)표시는 변위가  $x$ 축 (+)방향과는 반대방향을 의미한다. OD박스 링의 오른쪽 내부표면상태는 **Fig. 4.2** 에 나타나 있으며, **Fig. 4.16** 에 나타난 결과에 의하면, OD박스 링의 오른쪽 내부 표면에서의 축방향 최대 변형변위의 절대값은  $4.372 \times 10^{-5}$  m 이다.

이 축 방향 변형도 또한 (-)의 값을 가지며, 변형의 차이는  $0.002 \times 10^{-5}$  이다. 이것은 OD박스 링의 오른쪽 내부 표면상태의 축 방향 변형 값은 거의 무시할 정도임을 보여주고 있다.



**Fig. 4.15** Axial deformative displacement(m)  
at inside surface of the right bearing

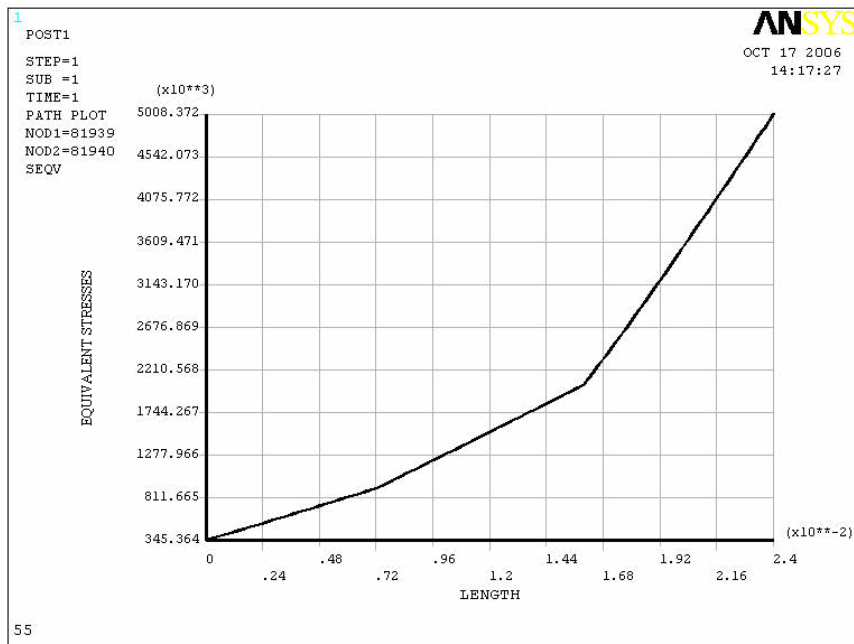


**Fig. 4.16** Axial displacement(m) at inside surface of the right part of the OD box ring

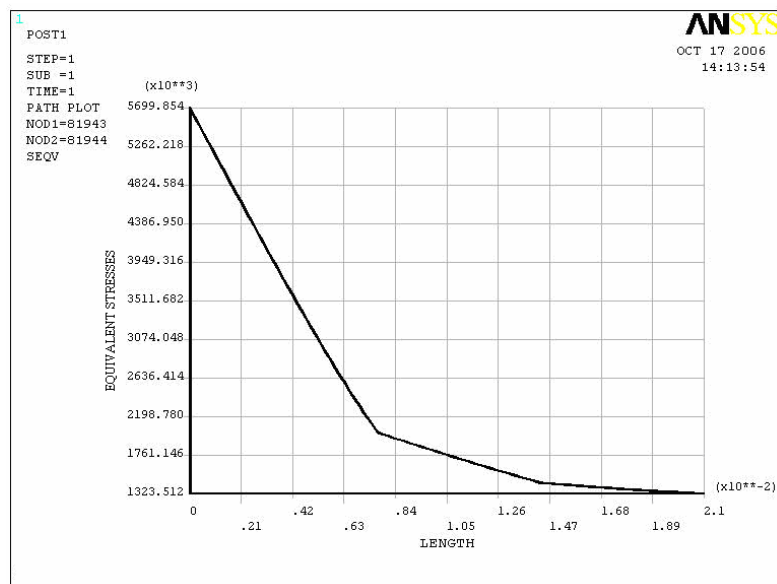
비록 축 방향의 변형이 등가응력에 의하여 직접적으로 정의되지는 않더라도 OD박스 링의 강철 소재와 베어링의 배빗 소재의 결합에 있어 강도상에 영향을 미치게 된다. 5.5 MPa의 압력상태에서, 중간 베어링의 내부표면에 미치는 등가응력상태를 **Fig. 4.17**에 보여주고 있으며, **Fig. 4.18**에서는 오른쪽 베어링 내부표면에 나타난 등가응력상태를 보여주고 있다.

#### 7) 중앙부 및 오른쪽 베어링 내부표면에 미치는 등가응력의 분석

중간베어링 내부 표면에 발생하는 최대 등가응력은 5.01 MPa(**Fig. 4.17**)이며, 베어링의 오른쪽 끝단에 위치한다. 오른쪽 베어링 내부표면에 발생하는 최대 등가응력은 5.7 MPa(**Fig. 4.18**)이고, 왼쪽 끝단에 위치한다. 오른쪽 베어링 응력이 중간베어링 응력보다 높게 나타나는 이유는 압력부하에 저항하는 OD박스링 몸체의 구조적 영향에 따른 결과이다.

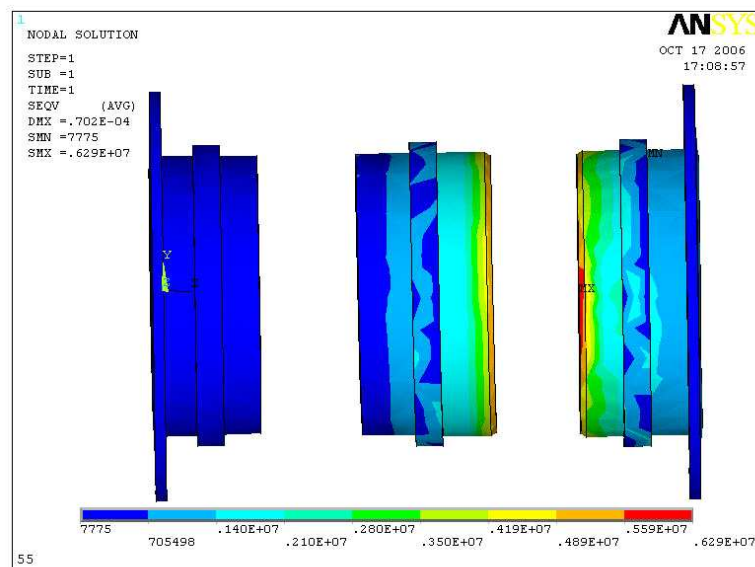


*Fig. 4.17 Equivalent stresses(Pa) on inside surface of the middle bearing*



*Fig. 4.18 Equivalent stresses(Pa) on inside surface of the right bearing*

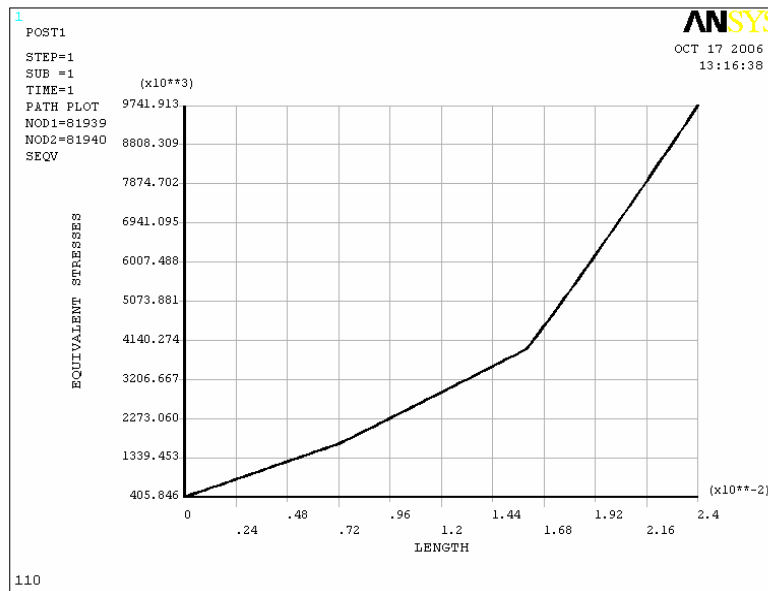
한편 상기 등가응력 윤곽구성(contour plot) 결과와 같이 오일통로 입구에서 베어링의 최대 등가응력 영향을 가진다. **Fig. 4.19** 의결과에 의하면, 최대의 등가응력이 미치는 장소는 전진모드의 오일통로 입구 근처이다. 배빗소재의 변형 차이와 최대 등가응력의 값은 베어링에 미치는 주기적인 부하에 의해 일어나는 베어링몸체 구조의 피로특성과 OD박스 링의 강철소재에 부착된 배빗소재의 특성에 따라 정의된다. 이러한 주기적인 부하는 향후 수년 또는 그보다 오랜 기간 동안 주기적인 부하를 감당할 수 있도록 신규장비 시험시 24시간 정도 다양한 피치설정을 하면서 반복시험을 수행하도록 규정되어야 할 것이다.



**Fig. 4.19** *Plotting of the equivalent stresses(Pa) in the body of the right bearing*

응력응답은 거의 비슷하게 규칙적이면서 비례적이나 **Fig. 4.20**에서 보는바와 같이 베어링의 압력부하는 허용범위 내인 11 MPa 까지 증가할 수 있으며, 최대 값은  $9741 \times 10^3$  이고 베어링의 오른쪽 끝에 위치한다. 그러나 최대압력은 오일

통로에 일시적으로 미칠 수 있으나 일상적인 것은 아니며, 응력수준은 허용운전 조건보다 한층 낮게 나타난다.



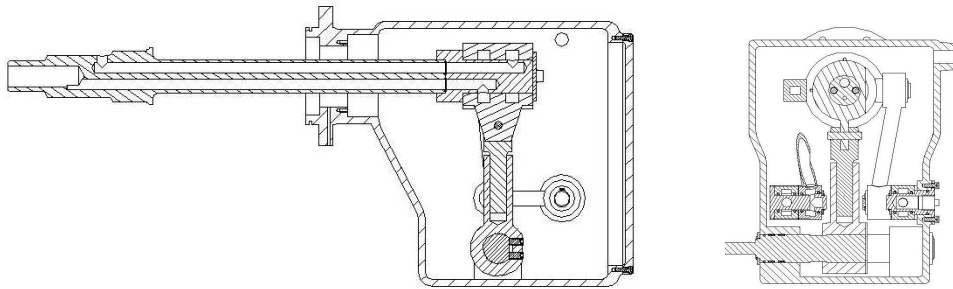
**Fig. 4.20** *Equivalent stresses(Pa) at inside surface of the middle bearing*

### 4.3 유압분배기 오일공급 구조 설계

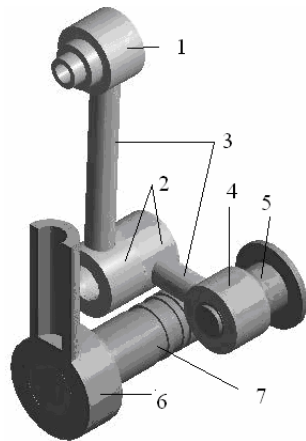
#### 4.3.1 유압분배기 유압관의 구성

**Fig. 4.21** 에서 보이는바와 같이 OD박스 케이스 내의 OD박스 링과 입, 출구 사이의 연결장치는 배관과 힌지들로 구성되어있다. OD박스 링의 힌지(1)은 배관(3), 중간힌지(2)와 케이스 힌지(4)를 통하여 케이스 배관(5)에 연결되고, OD박스 링은 회전받침(6)과 피드백 샤프트(7)를 통하여 제어밸브와 연결되어있다.<sup>[27]</sup>

**Fig. 4.22** 는 연결배관(1)이 힌지(2) 그리고 O링(3)과 더불어 힌지 쉘을 구성하고 OD박스 링에 연결된 상태를 보여주고 있다.

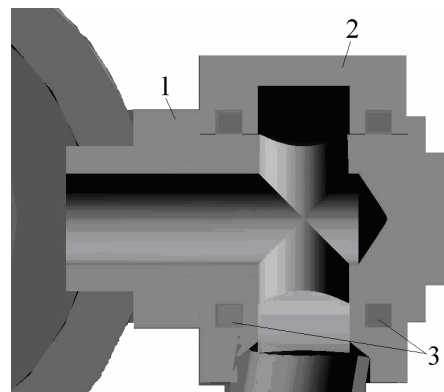


*Fig. 4.21a Internal mechanism of OD box*



- 1. hinge for OD box ring
- 2. intermediate hinge
- 3. pipes
- 4. hinge for OD box case
- 5. pipe connector
- 6. swivel
- 7. feedback shaft

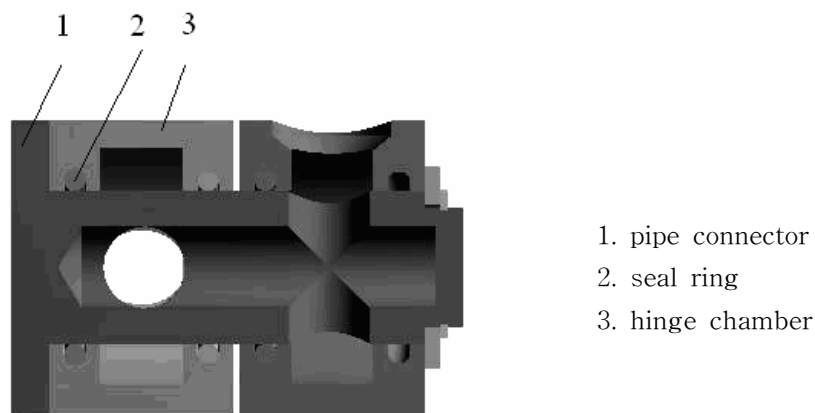
*Fig. 4.21b Part of pipe connection inside of OD box*



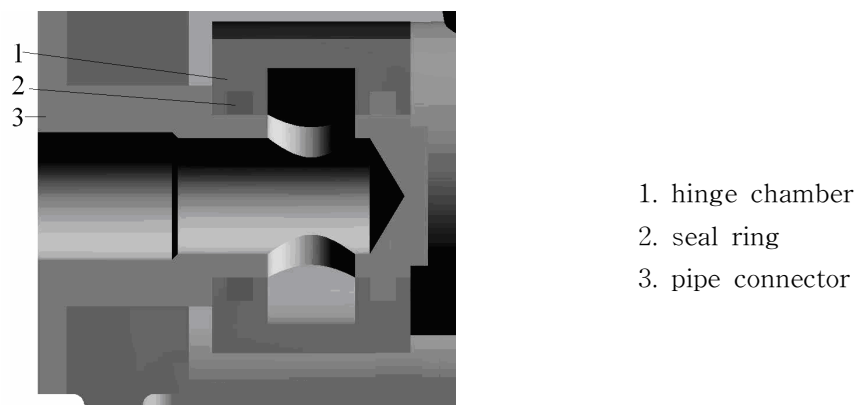
- 1. pipe connector
- 2. hinge chamber
- 3. seal ring

*Fig. 4.22 Connection to OD box ring with hinge seal*

OD박스 링(**Fig. 4.22**) 및 케이스 연결용 배관(**Fig. 4.24**)은 연결배관(1), O링(2), 힌지 챔버(3)를 갖춘 중간 연결관(**Fig. 4.23**)을 거쳐 배관(**Fig. 4.21**, (3))에 의하여 결합된다. 케이스 연결 배관(**Fig. 4.24**)은 힌지 챔버(1), O링 씬(2) 그리고 케이스 배관(3)을 포함한다. O링 씬은 **Fig. 4.22** 와 같이 직사각형단면 또는 **Fig. 4.23** 에서와 같이 원형단면으로 만들어질 수 있으나 통상적으로는 원형단면의 O링을 사용하는 것이 바람직하다.



**Fig. 4.23** Intermediate connection pipe with hinge seals



**Fig. 4.24** Connection pipe of OD box with hinge seals

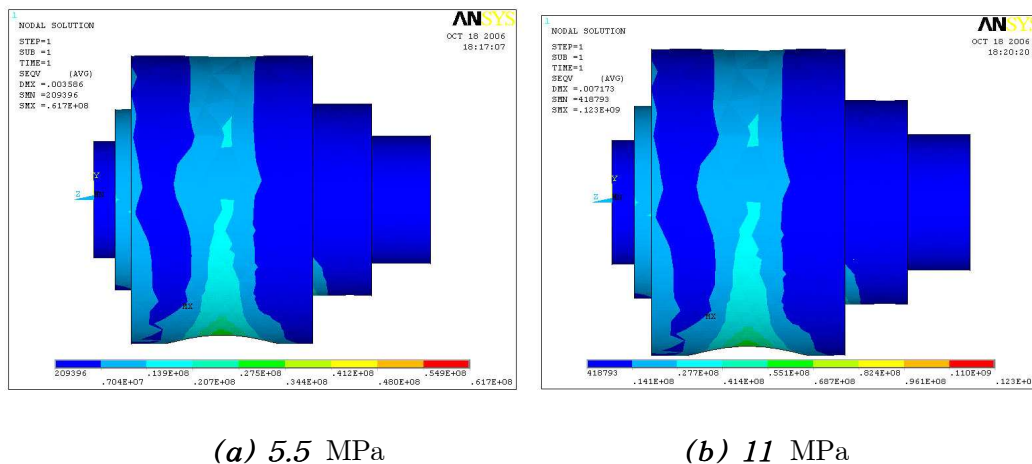
### 4.3.2 유압분배기 유압관의 구조해석

#### 1) 힌지연결부의 등가응력

OD박스 배관의 힌지연결에 있어서 부하상태, 기하학적 성능과 소재의 물리적 특성은 **Fig. 4.22**에서 보는바와 같이 모든 배관의 결합이나 구조에 있어 OD박스 링에 직접 부착되어지는 배관만이 고려의 대상이다.

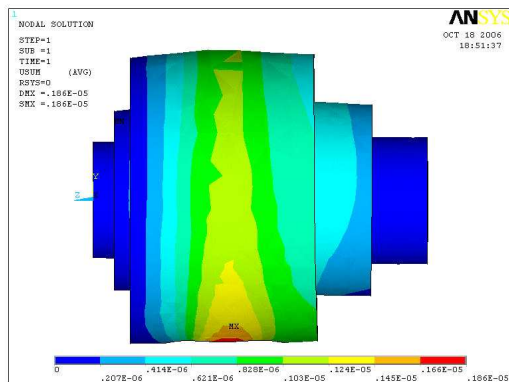
유한요소법에 의한 해석결과는 **Fig. 4.25**에 보이는바와 같이 (a)는 5.5 MPa의 최대등가응력과 부하 61.7 MPa, (b)는 11 MPa 일 때의 최대등가응력과 부하 0.323 GPa의 상태를 나타내며, **Fig. 4.26**은 이상의 두가지 압력상태에서의 변형변위를 보여주고 있다. 이러한 두 가지 상태에서의 등가응력과 변형변위는 매우 작기 때문에 강철에 대한 응력상태는 허용범위 내에 있어 안전함을 보여주고 있다.

**Fig. 4.27**은 O링이 중심선에 대하여 선대칭(axisymmetric)을 이루고 있어 해석 시간을 단축하고자 하나의 O링에 대하여 2도 간격으로 부채꼴 분할을 하여 해석한 결과를 보여주고 있다.

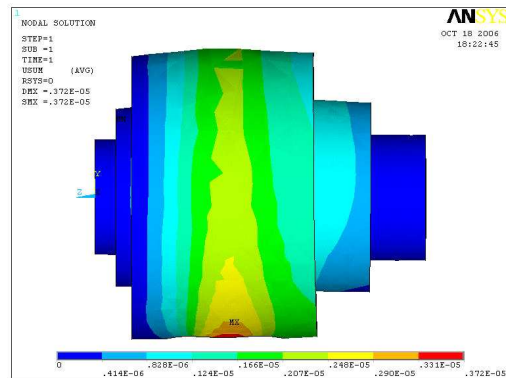


**Fig. 4.25** Equivalent stresses(Pa) of the hinge connection under pressure



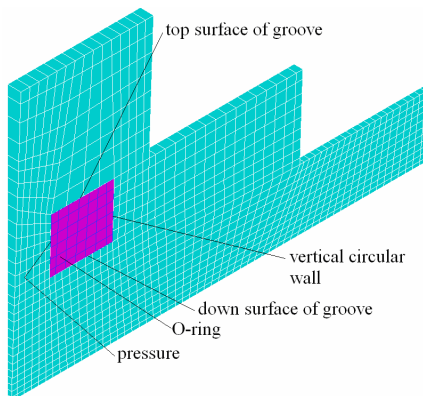


(a) 5.5 MPa

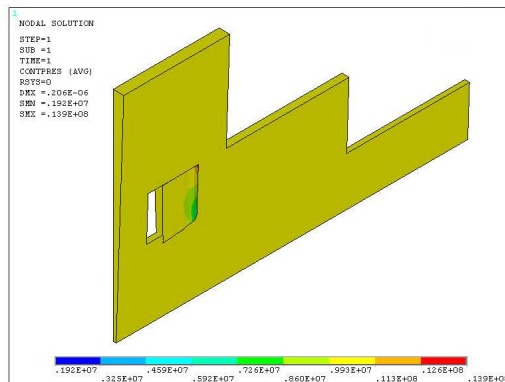


(b) 11 MPa

**Fig. 4.26 Summarized deformative displacements(m) of the hinge connection under pressure**



(a) two degrees sector of O-ring



(b) plot of solution results

**Fig. 4.27 Plot of finite element model**

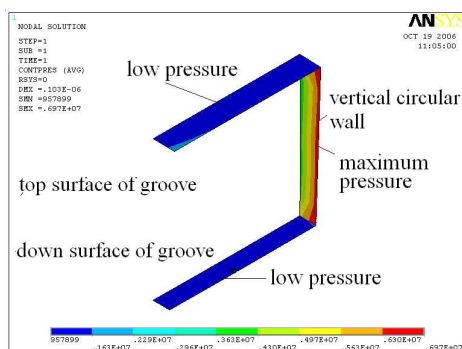
O링 썰은 **Fig. 4.22** 와 **4.24** 에서 보는바와 같이 직사각형단면으로 되어있는 것과 **Fig. 4.23** 에서 보는 바와 같이 둥근 단면으로 되어있는 것도 있다. 직사각형이든 둥근형이든 사용하는 데는 양쪽 다 문제는 없다.

**Fig. 4.22**의 힌지(2)와 연결배관(1)사이의 쉘 단면선택은 압력범위 50 MPa 이하에서는 그렇게 중요하지는 않다. 둥근 형태의 단면을 갖는 O링의 쉘 작동은 간극에 대하여 고무가 장력을 받고 있지 않은 상태에서 고무의 압착에 의하여 쉘 작용을 하게 된다.<sup>[31]</sup>

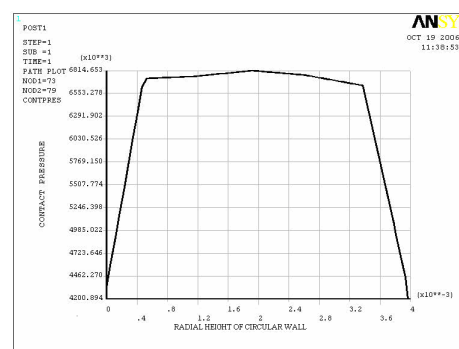
O링의 전부 측에 유압이 미칠 때 O링은 압력이 미치는 반대쪽인 다른 3방향 쪽으로 움직이며, 이것은 힌지 홈의 양쪽과 연결배관의 표면에 압착된다. 실제적으로 힌지연결의 쉘링 효과와 마찰력은 압력증가와 더불어 증가한다. 운전압력 11 MPa 또는 그 이상의 압력 조건에서 OD박스 내의 쉘이 그의 기능을 다하기 위하여서는 고무의 탄성 특성이 매우 중요하다.

## 2) 힌지 홈에 미치는 접촉압력

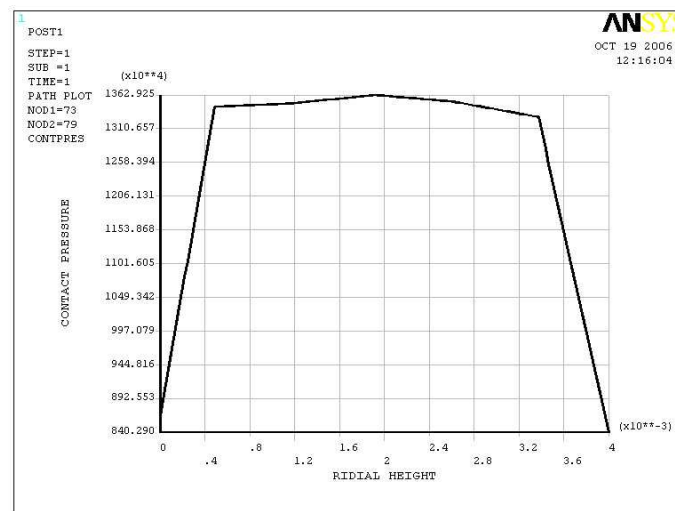
**Fig. 4.28**에서 보는바와 같이 힌지 홈 표면과 연결배관(아래 수평표면)의 최대 접촉압력 6.81 MPa는 홈의 수직 원주 벽의 중앙에 위치한다. 최저 접촉압력 4.20 MPa는 원주 모서리 상, 하부에 위치한다. 홈의 하부 모서리에서 접촉압력은 5.5 MPa과 11.0 MPa의 압력에서 쉘링 효과를 충분히 발휘하고 있다. 한편 압력은 고무소재의 등가응력을 결정하게 되며, 명시된 소재에서 허용하고 있는 응력보다 매우 작게 나타나고 있다.



(a) plot of solution results



**Fig. 4.29** 의 11.0 MPa 상태에서 변화경향은 5.5 MPa 과 유사하나 접촉압력수준은 최대(13.6 MPa) 또는 모서리 접촉압력(8.4 MPa)은 보다 더 높게 나타나고 있으며, 이러한 상태는 연속운전 시에 쉘링효과에 있어 만족스런 결과를 보이고 있다.



**Fig. 4.29** Contact pressure(Pa) on vertical circular wall of the hinge groove under pressure of 11 MPa

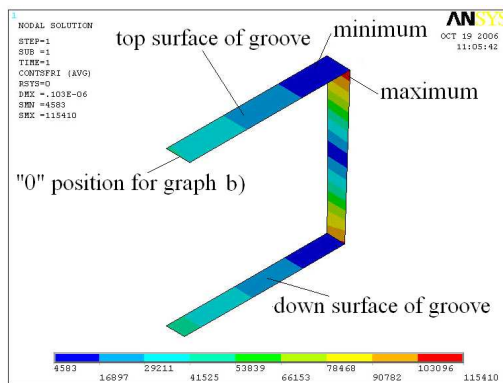
### 3) 힌지 홈에 미치는 마찰응력과 O링의 선택

직사각형 O링의 소재는 둥근형의 O링에 비하여 보다 더 경직된 소재가 선택될 수 있으며, 그러한 경우에는 소재 허용응력과 소재 발생응력 사이의 비는 더 높게 될 수 있다. O링의 원주방향 접촉압력은 쉘 링의 꼬임이나 파손이 발생하지 않는 형태라야 한다.

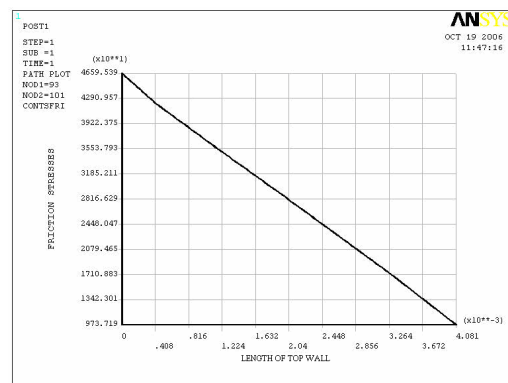
가변피치프로펠러 제어계통의 다양하게 변하는 유압에 의하여 영구적으로 파손되지 않게 하기위해서는 더욱더 튼튼한 고무 소재를 선정하여 제작해야 할 것이다. O링과 연결배관의 마찰은 배관금속표면위에서 고무소재의 작은 회전속도 상태 하에서 일어난다. 마찰은 마찰응력을 발생하기 때문에 고무특성에 따라 마

찰에 의하여 마모가 발생하며, O링은 충분히 큰 탄성을 가진 좋은 소재로 제작 되어야하고 허용응력에 대하여 단층전단 없이 저항할 수 있는 적당한 소재라야 한다.

**Fig. 4.30**의 마찰응력 윤곽 모양과 선도는 마찰접촉의 아래쪽 부분을 보여주고 있다. O링 끝단의 가장 큰 변위가 생기는 부분이 가장 큰 마찰응력 46,595.39 Pa 이 발생하며, 가장 작은 응력 9,737.19 Pa 은 O링의 아래 구석인 가장 작은 변위가 생기는 부분에서 일어난다. 원형 O링 썰의 접촉압력은 사각형 O링 썰과 비교하여 보다 높은 접촉압력을 가지며 수명주기 또한 짧게 나타나고 있으나, 작은 마찰 회전속도상태에서의 수명주기는 O링의 두 가지 형태 모두 사용기한 내의 수명에는 무관한 것으로 확인되고 있다.



(a) plot of solution results



(b) graph of friction stresses

**Fig. 4.30** Friction stresses(Pa) on horizontal circular wall of the hinge groove under pressure of 5.5 MPa

## 4.4 유압분배기 베어링 소재에 관한 고찰<sup>[32]</sup>

### 4.4.1 유압분배기 베어링 소재의 특성과 정의

일반적으로 유압분배기 박스내의 OD박스 링의 베어링재질은 주로 배빗을 사용하고 있으며, 그의 주된 이유는 회전체와 고정체간의 운동에 따른 고착방지를 위한 충분한 윤활과 규정온도의 유지로 연속운전이 가능한점에 있다. 따라서 이러한 규정된 사양을 만족하기 위해서는 반드시 일정량의 오일순환과 누유현상은 필수불가결한 요소일 것이다.

지금까지 일반적으로 사용하고 있는 베어링소재는 배빗소재(babbitt material)이며, 최적설계사양 조건하에서 최소 3%이상의 누유에 따른 유량 손실을 감안하여 펌프 용량을 결정하여야한다. 그러나 이것은 최적설계에 따른 해석결과, 즉 이론적인 값이며 현실적으로 적용 할 때는 그 이상으로 고려되어야 할 것으로 생각된다.

그리고 본 논문에서 다루고 있는 OD박스 베어링은 일반적인 추력 전달목적이 아니고 압력유를 회전체와 고정체간에서 최적의 상태로 프로펠러허브에 있는 피스톤 실린더까지 이송하여 주는데 있다. 따라서 유압분배기 박스에 설치되어있는 OD박스 베어링은 운전조건에 따라서 베어링 변형을 가져오게 되고 회전부와 고정부사이의 베어링간극을 변화시켜 누유량의 증가를 가져오고, 이것은 허브내부에 위치하고 있는 유압 액추에이터의 유량과 유압을 감소시키며, 그 결과로 가변피치프로펠러 피치설정 시간을 증가시켜 블레이드 피치에 따른 엔진부하에 영향을 주게 된다. 이상과 같은 이유로 지금까지 사용하고 있는 배빗소재 대신에 석유화학합성소재인 폴리아미드(polyamide)를 베어링대체소재로 적용하여 비교분석하였다.

### 4.4.2 유압분배기 베어링 소재의 일반적 특성분석

#### 1) 소재의 물리적 특성

아래에서 보는바와 같이 배빗과 폴리아미드 소재의 가장 큰 특징은 탄성계수의 차이이며, 이것의 물리적 특성을 이용하여 베어링 분석을 하고자한다.

(1) 배빗소재(babbitt material)

- 탄성계수(modulus of elasticity) :  $E=5 \times 10^8 \text{Pa} \sim 6 \times 10^8 \text{Pa}$
- 포아송 비(poisson ratio) :  $\nu = 0.36$

(2) 폴리아미드소재(polyamide material)<sup>[33]</sup>

- 탄성계수(modulus of elasticity) :  $E=204 \times 10^8 \text{Pa} \sim 26 \times 10^8 \text{Pa}$
- 포아송 비(poisson ratio) :  $\nu = 0.36$

**2) 베어링에 미치는 적용부하 상태**

- (1) 베어링에 작용하는 OD박스 링과 유압배관의 무게에 의한 발생압력은 12.9 kPa 이다.
- (2) 스타브 샤프트(stub shaft)와 베어링 표면에 미치는 압력은 최소 0.3 MPa 이며, 정상운전압력은 5.5 MPa 이고 최대압력은 11.0 MPa 이다.

**3) 폴리아미드 소재의 제한적요건**

폴리아미드 소재의 가장 큰 단점은 높은 열팽창과 열전도성에 대한 이방성이 다. 그러나 본 유압분배기 베어링은 다음과 같은 이유로 베어링소재로서 적용함에 있어 무방하다고 생각된다.

- (1) 유압 분배기박스의 온도는 별로 높지 않다(운전온도 50℃ 내외).
- (2) 스타브 샤프트의 원주 속도가 낮다 (약 1 m/s).
- (3) 스타브 샤프트로부터 미치는 부하가 매우 작다.

**4) 폴리아미드 소재의 장점**

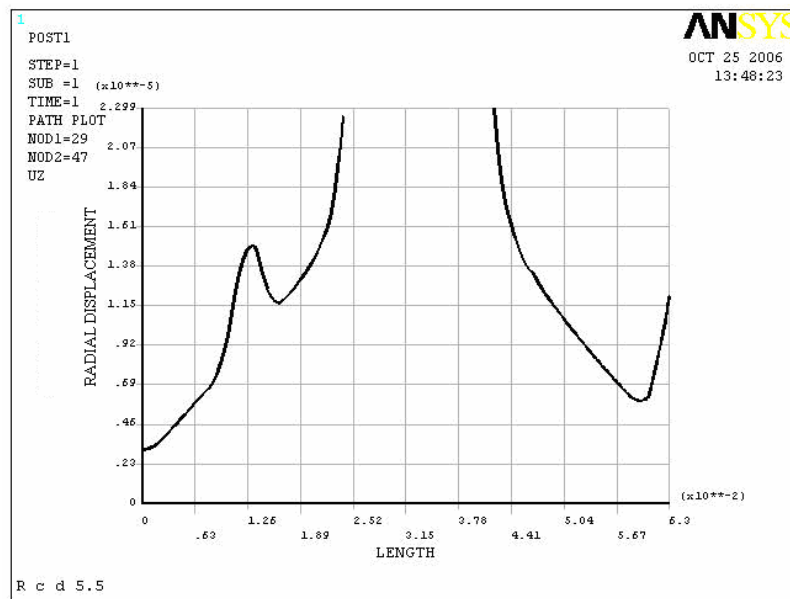
OD박스 링의 베어링소재로서의 폴리아미드는 매우 적합한 물리적 성질을 가지고 있으며, 높은 탄성율과 낮은 마찰계수, 긴 베어링수명, 높은 온도저항과 제조과정에 있어 OD박스 링과의 접착도 양호함을 보여주고 있다. 특히 고압의 압력유에 의한 회전부와 고정부의 분리에 있어 매우 유리한 물리적 특성을 나타낸다.

#### 4.4.3 유압분배기 베어링의 분석결과

##### 1) 부하상태에서의 배빗 베어링의 특성

**Fig. 4.31**의 선도에서 보는바와 같이 배빗소재 베어링을 이용한 유압분배기 베어링은 스타브 샤프트와의 설계 간극을 0.02mm 으로 하였으며, 설계조건과 실제부하상태를 비교분석하였다.

운전압력 5.5 MPa 상태에서 스타브 샤프트와 베어링표면사이 중간부 베어링의 0.3 MPa 하에서는  $2.284 \times 10^{-5} \text{m}$  의 간극, 오른쪽 베어링은 0.3 MPa 에서는  $2.635 \times 10^{-5} \text{m}$  의 베어링간극증가를 보였다. 이것은 설계값과 비교하여 1.142 및 1.317 배 증가한 값이다.



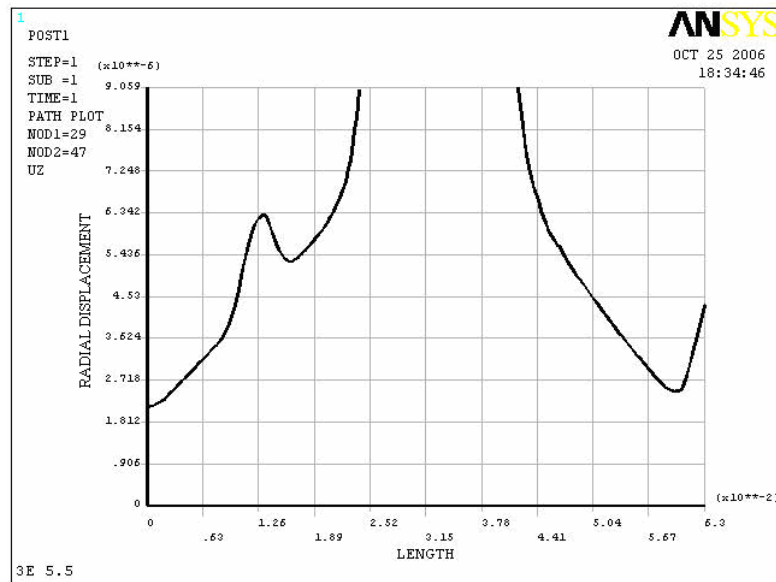
**Fig. 4.31** Radial displacement(m) along middle and right babbitt bearings under pressure 5.5 MPa in the line

## 2) 부하상태에서의 폴리아미드 베어링의 특성

다음 **Fig. 4.32**의 선도에서 보는바와 같이 폴리아미드 소재 베어링을 이용한 유압분배기 베어링은 배릿베어링 소재와 동일한 조건으로 최적상태의 구조설계 하에 스타브 샤프트와 베어링표면과의 설계 간극을 0.02mm으로 하였으며, 설계조건에 대하여 실제부하상태를 비교분석하였다.

운전압력 5.5MPa 상태에서 스타브 샤프트와 베어링표면사이 중간부 베어링의 0.3MPa 하에서  $2.02146 \times 10^{-5}$ m의 간극, 오른쪽 베어링의 0.3MPa 하에서는  $2.1942 \times 10^{-5}$ m의 베어링간극증가를 보여 주었다.

이것은 설계값과 비교하여 1.011 및 1.097배 증가한 값이며, 폴리아미드의 탄성계수가 동일한 조건에서 상당한 영향을 미치고 있음을 보여주고 있다. 따라서 폴리아미드 소재를 사용할시 운전부하상태에서도 설계값과 큰 차이가 없음을 알 수 있었다.



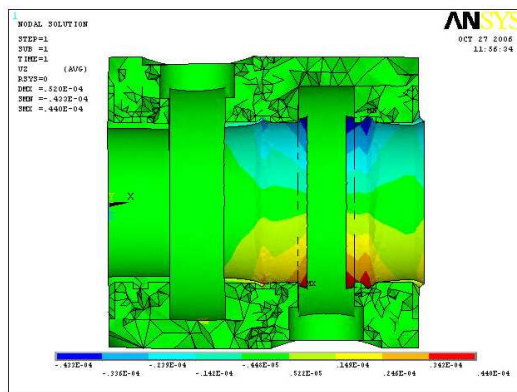
**Fig. 4.32** Radial displacement(m) along middle and right polyamide bearings under pressure 5.5 MPa in the line



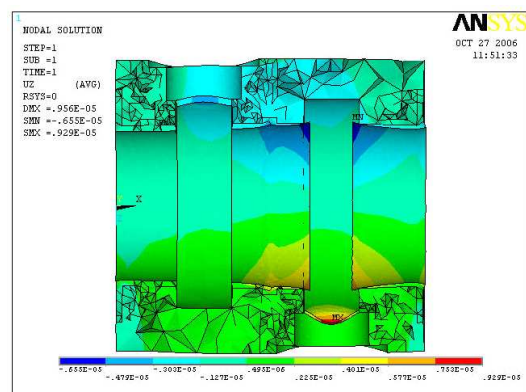
## 2) 배빗소재와 폴리아미드 소재의 베어링특성 분석결과

**Fig. 4.33**의 해석결과에서 보는바와 같이 폴리아미드 소재를 사용한 베어링은 배빗 소재를 사용한 베어링과 비교하여 다음과 같은 분석결과를 얻었다.

- (1) 폴리아미드 베어링의 사용은 배빗베어링에 비하여 누유량을 동일한 조건 하에서 중간베어링에서는 약 28%, 오른쪽 베어링에서는 44% 감소시킬 수 있었다.
- (2) 기하학적 베어링구조 설계의 변경은 누유 최소화에 다소 영향을 줄 수는 있으나, 소재변경에서와 같은 많은 영향을 기대하기에는 한계가 있다.
- (3) 유압분배기 베어링 누유의 감소는 가변피치프로펠러 제어계통과 추진성능에 유리한 영향을 준다.



(a) babitt



(b) polyamide

**Fig. 4.33** Radial displacements(m) OD box ring and bearings

## 4.5 유압분배기의 설계 및 구조해석 결과

### 4.5.1 유압분배기의 설계적용

가변피치프로펠러 시스템 설계의 기능적 원칙은 다양한 압력과 피스톤 속도 하에서 기계적 피치 설정을 얼마나 정확하게 수행하느냐에 있다. 메인서보가 어떤 이유로 프로펠러 피치를 제어 중에 있을 때 전부 측 방향으로의 이중 유압관 움직임은 피스톤로드에 의하여 OD박스과 스타브 샤프트에 전달된다. 이것에 의해서 메인서보피스톤의 기계적인 움직임, 피스톤로드와 크로스헤드의 전부 측으로 설정, 그리고 현재의 운전상태에서 요구되는 프로펠러 피치를 기계적(허브와 블레이드 조립일체가 관계하고 있는 한)으로 유지시킨다.

피스톤, 피스톤로드 그리고 크로스헤드의 작동은 기계적으로 설정되고 **Fig. 4.2** 에서 보는바와 같이 현재 필요로 하고 있는 요구피치를 유지하기 위하여 공급통로 (2)와 (4)에 매우 높은 고압유가 작용한다. 더욱이 OD박스 링(2)와 스타브 샤프트(1)의 저널 베어링 쉘의 간극은 누유 쉘로서 작용하고 있으며, 이것은 만약 서보 실린더와 스타브 샤프트가 축과 함께 회전을 하고 있고 오일은 저널 간극 쉘링을 통하여 빠져나가게 되면 피치변화를 억제하고 누유량을 보상하기위해 연속적으로 고압의 오일을 공급하여야한다.

**Fig. 4.24** 에서와 같이 OD박스 전부측 끝단 근처의 고정케이스를 가지는 OD 박스는 이중 유압관을 통하여 연결된 케이스 배관(3), OD박스 링(2)와 같은 모양의 OD박스(**Fig. 4.21**) 작업 공간내의 연결배관과 더불어 두개의 나누어진 축 방향 공간이 필요하다. 이러한 작동공간은 기어박스 하우징의 전부 측에 부착되어 있으며, 피스톤, 이중 유압관, 스타브 샤프트(stub shaft) 그리고 고정된 OD 박스 링은 추력과 저널 베어링에 의하여 연결된다.

OD박스 링의 고정된 쉘은 어떠한 상태의 피치 설정요구조건에서도 고압을 유지할 수 있도록 설계되어야하며, **Fig. 4.21**의 기계적인 피드백 회전받침대(6)과 피드백샤프트(7)에 의해 제어계통에 연결될 수 있도록 OD박스 링에 연결되어있다. 기계적으로 정적 또는 동적 부하가 작용할 때 이중 유압관은 이미 프리로드(pre-load) 상태로 변형이 발생하고 있다. 그러한 프리로드는 추력 베어링을 통

하여 이중 유압관으로부터 회전 받침대(6)로 전달되며, 이와 같이 운전 중의 하중을 포함하여 수명제한의 원인이 된다.

서보하우징에 의한 프리로드의 반력은 감속기어 또는 OD박스 케이스의 전부측에 미치게 된다. 추가적으로 현재의 프로펠러 피치 설정을 원만하게 이루어지도록 하기위하여, 서보피스톤의 단독 직선동작은 OD박스 링과 OD박스하우징의 좌, 우 벽에 밀폐된 연결구와 연장하여 부착된 유압배관과 챔버(chamber)에 의하여 피치피드백 정보를 쉽게 전달할 수 있도록 구성되어있다.

그리고 운동부 기계장치의 주기적인 정비가 필요하며, 분해는 편리하게 수행될 수 있어야 한다. 유압분배기 박스의 경우, 추력베어링과 이중 유압관 사이 그리고 이동 가능한 OD박스 링은 손상부분에 대한 수리가 가능하여야 한다. 더욱이 충격모드운전에 의하여 부과된 높은 하중을 이겨낼 수 있어야하고 작동실패에 대한 염려가 없도록 장치의 수명주기마다 점검수리가 이루어져야한다.

이와 관련하여, 추력베어링에 미치는 부하는 메인서보모터의 액추에이터 제어 밸브가 작동할 때 가장 크게 나타난다. 부가적으로 유압분배기 박스는 시스템이 작동 중인 모드일 때 가능한 많은 반력하중이 OD박스 하우징과 기어박스 케이싱을 통하여 전달되고, 감속기어 케이싱은 이중 유압관의 반력하중을 충분히 흡수할 수 있도록 설계되어야한다.

피드백시스템 배열을 위한 구성은 실린더 헤드와 관련부품을 통하여 전부측으로 돌출된 부분을 포함하여 이중 유압관과 연결되고 스타브 샤프트에 의하여 전달된다. 여기서 축상 위치는 프로펠러 피치를 표시하여주고 또한 이중유압관은 추진축계의 중공축을 통하여 허브 실린더 내의 피스톤 움직임에 따른 전, 후부 챔버의 오일 배제량을 추정하도록 한다.

이상에서 언급한바와 같이 OD박스의 반력하중은 운전모드에서 OD박스 케이스에 미치는 압력에 의하여 부과되며, 반력 하중은 OD박스 케이스로부터 메인 기어박스 케이싱으로 전달된다. 이것은 오일이 피스톤 운동에 따라 같은 방향 또는 반대로 작용하기 때문이다.

이러한 이중 동작에 대한 OD박스의 작동 공간 내의 양쪽으로 벽이 형성되어 유압 관을 포함한 피드백 구성부품이 설치되어 있다. 이중 유압관의 어느 한쪽의 오일압력작동은 피스톤 한쪽 면에 힘을 작용하여 허브 콘 실린더의 일정위치

에서 필요한 피치를 설정하거나 유지시킨다.

그리고 피드백 시스템의 구성은 허브 실린더 내의 피스톤 최대행정에 따라 이중 유압관을 통하여 스타브 샤프트까지 직선운동으로 전달되고 OD박스 링과 링크를 통하여 피드백샤프트에 로타리 운동으로 전달되어 회전각으로 표시되고 또한 이것은 가감저항계를 거쳐 전기신호로 변경되며 솔레노이드 제어밸브로 신호가 전달되어 피치제어를 수행하게 된다.

이상에서 설명한 것 외에 경우에 따라서는 OD박스 내부의 이중유압관의 제일 안쪽에 공기 관을 별도로 설치하고 이것을 통하여 추진축계를 지나 허브바디와 프로펠러 블레이드 끝단으로 공기를 수중으로 방사함으로서 프로펠러 운전 시 발생하는 수중소음을 예방할 수 있도록 구성할 수 있고 이러한 시스템구성은 해군 전투함정에 적극적으로 적용하고 있다.

#### 4.5.2 유압분배기의 구조해석 결과

- (1) OD박스 링의 베어링 소재변경은 작은 베어링 간극에 대하여 큰 영향을 줄 수 있으며, OD박스 링의 강철소재와 베어링 소재에 대한 탄성계수의 변화(B16 ~B89)는 14.7%의 베어링 원주 상 간극을 줄일 수 있도록 하며, 강철과 비교하여 배릿소재의 탄성계수는 가능한 한 높게 선택하여야하고, 배릿은 베어링에 미치는 부하나 원주 상 속도가 작기 때문에 보다 단단한 재질이어야 하며, 미끄럼에 대한 물리적 특성은 안전하고 좋아야한다.
- (2) 배릿소재의 변형의 차이와 최대 응력값은 베어링에 미치는 주기적인 부하와 베어링몸체 구조의 피로특성, 그리고 OD박스 링의 강철소재에 부착된 배릿의 접착성에 따라 결정된다. 이러한 주기적 부하는 가변피치프로펠러 시스템이 안전하게 작동할 수 있도록 24시간정도 다양한 피치설정상태에서 시험하여야하며, 이러한 주기적 부하는 수년뒤 가변피치프로펠러 시스템이 위험상태에 도달될 수 있음에 주의하여야한다.
- (3) OD박스 링의 외경을 25%정도 증가시켜 적용하였을 경우 기존의 베어링 누유량과 비교하면, 개선후 1.265배의 베어링 간극감소와 26.5%의 누유량 감소

를 확인할 수 있었으며, OD박스 링외경의 증가를 20%로 하고 OD 박스 링의 오일챔버인 내경을 10% 줄여서 적용하였을 경우 개선후 베어링 간극은 1.275배 감소하였으며, 고압유에서 저압유로의 누유량은 27.5% 줄일 수 있었다. 그러나 OD박스 링과 베어링의 기하학적 성능 변화는 작은 간극을 유지하는 물리적 특성에 대하여 심각한 영향을 줄 수 있으므로 세밀한 검토가 요구된다.

- (4) 힌지를 통하여 연결된 유압배관의 씰링은 연결부의 연속운전을 보장하는 안전한 범위 내의 변형변위, 접촉압력과 마찰응력 값을 가진다.
- (5) 소재의 물리적 특성과 기하학적특성의 상호 결합은 베어링 간극의 최소화를 이룩하며, 베어링과 스태브 샤프트(stub shaft)의 간극을 통하여 고압유와 저압유 사이의 누유를 최소화 한다. 그리고 폴리아미드 베어링의 적용은 배빗베어링에 비하여 누유량을 동일한 조건에서 중간 베어링에서는 약 28%, 오른쪽 베어링에서는 44% 감소시킬 수 있으며, 유압분배기 베어링의 누유최소화는 가변피치프로펠러 제어의 정확도를 증가시키고 추진체계의 성능을 증대시킨다.

## 제 5 장 결 론

본 논문에서는 가변피치 프로펠러를 탑재한 선박의 추진축계 및 추진장치에 관한 기술 자료와 각 제작사 카탈로그 등을 종합하여 가변피치 프로펠러 추진축계시스템설계 그리고 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리 및 유압분배기 박스의 구성부품에 대한 개별적 설계를 수행하고 구성부품의 조립 일체에 대한 구조해석을 통하여 설계 검정을 하였으며, 설계수행과정에서 나타난 문제점에 대하여 대안을 제시하고 개선점에 대하여 다음 결론과 같이 최적설계에 중점을 두었으며, 선박용 가변피치 프로펠러 추진시스템의 구조설계에 대하여 독자적 방향을 구축하고자 하였다.

### 5.1 가변피치 프로펠러 추진축계 시스템의 설계(부록B 참조)

미 군사규격 MIL-STD-2189(SH)와 관련도면 NAVSHIPS 803-2145807의 설계기준에 따른 추진축계 출력계산과 가변추진장치의 추진시스템 구성부품, 즉 추진기 직경, 허브 직경, 추진축과 중간축 직경, 유압조임식 커플링 그리고 분리형 머프 커플링의 규격선정 및 적합한 설계, 추진축 및 중간축 고정 커플링 플랜지의 두께, 커플링 볼트 크기의 설계치 결정은 선급규정에 맞추어 설계가 가능하다.

### 5.2 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리의 구조설계

1) 가변피치 프로펠러 시스템에서 작동하고 있는 주요 구성부품은 블레이드, 블레이드 플랜지, 허브, 허브베어링, 크랭크 핀 링, 유압액추에이터, 유압분배기 박스 그리고 축계를 포함하여 시스템의 다양한 부품으로 연결된다.

2) 작동압력 아래에서 피스톤 변형은 액추에이터 구성부품의 상당한 질량제한에 따른 높은 등가응력과 피스톤 내부 표면의 변형 그리고 크로스헤드에 피스톤고정을 위한 설치장소에서의 변형으로 규정할 수 있으며, 장기사용에 따른 피스톤

조립체의 헐거워짐에 의한 피치 오차범위 증대가 우려되고, 일정한 주기에 따른 정비가 요구된다. 즉 이것은 피드백(feedback) 장치를 통한 피치 헌팅(pitch hunting)의 주원인이 될 수 있다.

3) 크로스헤드상의 슬라이딩 슈(sliding shoe)를 통한 피스톤 힘의 동작 아래에서 슈의 제한된 간극과 슈의 위치는 기울어지게 되고 최대 전진상태에서의 가장 높은 접촉압력은 상, 하부 전부 측 모서리에 작용하며, 이것은 피치각의 제한과 불균일한 블레이드부하로 인하여 원동기에 영향을 줄 수 있다.

그리고 피스톤에 미치는 응력은 콘 직경과 피스톤 외경 비와 결합한 콘 각의 감소에 의하여 응력을 줄일 수 있으며, 이와 함께 콘 실린더의 강도 개선은 콘 실린더의 콘 각을 최적화하거나 콘 실린더 플랜지와 허브 설치장소의 접촉배열에 따라서 개선될 수 있다.

4) 크랭크 핀 표면 그리고 핀과 접촉하는 슈의 표면은 충분한 강도를 가지며 결합모서리 근처에서 최대 등가응력 값을 갖는다. 크랭크 핀 링과 크랭크 핀의 최대 강성은 블레이드의 최대 굽힘 모멘트를 고려하여 계산하여야 한다.

5) 컬리베어링형 가변피치 프로펠러 운전의 수명을 증가시키기 위하여, 허브의 기하학적 형태는 최대 전, 후진 블레이드 굽힘 모멘트 상태에서 최대의 강성을 가지는 베어링배치가 될 수 있도록 설계하여야 한다. 그러나 허브바디 교각부위의 응력증가와 더불어 구조적 한계를 가지며, 블레이드 적용 숫자에서 지금까지 컬리베어링형은 5개, 트리니언형은 7개가 최대 적용한계로 알려져 있다.

6) 허브 엔드플레이트(end plate) 강성은 크로스헤드와 엔드플레이트 베어링 사이의 신축성과 마손을 충분히 예방할 수 있도록 고려하여야 한다. 허브 엔드플레이트의 변형은 엔드플레이트 내에 배열된 베어링의 원통형 표면을 찌그러뜨려 후부 측 베어링 모서리가 전부 측 베어링 모서리보다 더 높은 마모를 가져오게 한다.

7) 크로스헤드상의 슬라이딩 슈(sliding shoe)에 대한 구조해석결과 문제점과 같이 크로스헤드상의 슬라이딩 블록에 미치는 구조응답을 개선하고자 슬라이딩 슈

의 높이를 기존의 치수보다 20% 높이고 크로스헤드 립의 깊이 또한 20% 깊게 개선하여 적용하였을 경우 크로스헤드 립 내부의 슬라이딩 슈에 미치는 구조응답은 다양한 부분에서 긍정적 결과를 얻을 수 있었다.

특히 슬라이딩 슈에 미치는 등가응력은 평균적으로 6.1% 감소하였으며, 슬라이딩 슈의 상, 하 앞쪽 모서리에 발생하는 접촉압력은 평균 13.9% 감소하였다. 그리고 슬라이딩 슈의 정면하부모서리 변위는 개선전과 후를 비교하여 23~29%의 감소효과를 얻을 수 있었다.

이것은 구성부품의 성능개선과 허브 어셈블리의 수명 및 정비주기를 기존의 것과 비교하여 상당히 증가시킬 수 있을 것으로 생각된다. 또한, 본 설계개선은 3000톤급 선박 가변피치 프로펠러 허브설계에 반영하였으며, 다른 전문제작사와 비교하여 차별화된 설계능력을 가질 수 있게 되었다.

### 5.3 유압분배기 조립체의 구조설계

1) OD박스 링의 베어링소재 변경은 적은 베어링 간극에 대하여 큰 영향을 줄 수 있으며, OD박스 링의 강철소재와 베어링 소재에 대한 탄성계수의 변화(B16~B89)는 14.7%의 베어링 원주상 간극을 줄일 수 있는 가능성을 보여주고 있다.

강철과 배릿소재의 탄성계수는 가능한 한 높게 선택돼야하며, 배릿은 베어링에 미치는 부하나 원주 상 속도가 적기 때문에 더욱더 단단한 재질이어도 무방하며, 미끄럼에 대한 물리적 특성은 안전하고 좋아야한다.

2) 배릿소재의 변형변위의 차이와 최대응력 값은 베어링에 미치는 주기적인 부하와 베어링 몸체 구조의 피로특성 그리고 OD박스 링의 강철소재에 부착된 배릿의 접착성에 따라 결정된다.

이러한 주기적 부하는 가변피치 프로펠러 시스템이 안전하게 작동할 수 있도록 24시간 정도 다양한 피치 설정상태에서 시험하여야하며, 이러한 주기적 부하는 수년 뒤 가변피치 프로펠러 시스템이 위험상태에 도달될 수 있음에 주의 하여야한다.

3) 유압분배기의 회전체와 고정체의 운동부인 배릿 베어링의 간극 및 누유 최소



화를 위하여 기하학적 특성을 변경하여 다음과 같이 개선하여 분석하였다.

첫째, OD박스 링의 외경을 25% 정도 증가시켜 적용하였을 경우, 기존의 베어링과 비교하면, 개선후 1.265배의 베어링 간극감소와 26.5%의 누유량 감소를 확인할 수 있었으며,

둘째, OD박스 링 외경의 증가를 20%로 제한하고 OD 박스 링의 오일챔버 내경을 10% 줄여서 적용하였을 경우, 개선후 베어링 간극은 1.275배 감소하였으며, 고압유에서 저압유로의 누유량은 27.5% 줄일 수 있었다.

이것은 기하학적 특성을 이용한 이론적 분석결과이므로 실제 적용함에 있어서 유압분배기의 물리적 특성에 대하여 신중한 검토가 요구된다.

4) 힌지를 통하여 연결된 유압배관의 씰링은 연결부의 연속운전을 보장하는 안전한 범위 내의 변형변위, 접촉압력과 마찰응력 값을 가진다.

5) 소재의 물리적 특성과 기하학적 특성의 상호 결합은 베어링간극의 최소화를 이룩하며, 베어링과 스타브 샤프트(stub shaft)의 간극을 통하여 고압유와 저압유 사이의 누유를 최소화 한다.

그리고 폴리아미드 베어링의 적용은 배빗베어링에 비하여 누유량을 같은 조건에서 중간베어링에서는 약 28%, 오른쪽 베어링에서는 44% 감소시킬 수 있으며, 유압분배기 베어링의 누유최소화는 가변피치 프로펠러 제어의 정확도를 증가시키고 추진체계의 성능을 증대시킨다.

이상과 같이, 유한요소법을 이용한 선박용 가변피치 프로펠러 추진시스템의 추진축계, 허브 및 유압분배기 박스의 구성부품과 조립 일체에 대한 구조해석은 운전부하 상태하에서 가장 높은 응력과 변형 값이 미치는 정확한 위치를 확인할 수 있도록 하였으며, 결과적으로 가변피치 프로펠러 구성부품의 내구성 증대 및 피치 설정의 정확성증대를 위하여 가변피치 추진시스템의 구성부품을 개선할 수 있는 방안을 찾을 수 있게 되었다.

이와 같이 보다 향상되고 기술적으로 진보한 구조설계를 통하여 우수한 품질의 가변피치 프로펠러 추진시스템에 대한 표준설계기틀을 마련하는 계기가 될 것으로 생각한다.

## 참고 문헌

- [1] SV. AA. Harvald, Resistance and propulsion of ships, A Wiley-Interscience Publication, John Wiley & Sons, pp214~216, Nov. 1972.
- [2] 2004년 신조선동향 및 2005년 전망, 2005년 1월, 조선공업협회
- [3] 원양어업 동향분석, 2001. 11. 09, 국립수산진흥원
- [4] 조선산업, 중국은 아직 시기상조, 2003. 3. 26, LG투자증권-China Report
- [5] 박 명규, 김 정렬, 선박의 저항 및 마력과 프로펠러 설계법, 한국해양대학교, 대진출판사, 2002.
- [6] Keefe R. W. Design of a controllable pitch underwater thruster system, Woods Hole Oceanographic Inst., MA, 1993.
- [7] Haykin A.B. Control of mutual operation of engine and controllable pitch propeller system, Saint-Petersburg, 1990.
- [8] Teus van Beek, Improved controllable pitch propeller concept offers better vessel performance, Marine News, 2005, 9, pp. 34 ~ 39.
- [9] A. V. Zuev, CPP on fishery ships and the mutual operation with propulsive and trawl complex. Murmansk publishers, Murmansk, 1987.
- [10] Luchansky I.A. Structure and designing of mechanism for controllable pitch propeller, Maritime Transport, Moscow, 1982.
- [11] J. S. Carlton, Marine Propellers and Propulsion, Butterworth Heinemann Ltd, Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP, Chapter 6, Propeller Performance Characteristics, pp.83~127, 1994.

- [12] Krüger S., Haackl T. Design of propulsion control systems based on the simulation of nautical maneuvers, 9th Symposium on Practical Design of ships and Other Floating Structures, Luebeck-Travemuende, Germany, pp. 144~151, 2004.
- [13] T. P. O'Brien Cgia, Amrina, The Design of Marine Screw Propellers, Hutchinson Scientific & Technical, London, Chapter 2, Model Experiments and Propulsion Factors, pp. 38~54, 1962.
- [14] Labdon J. New and retrofit ropax ferry challenges for CPP designers. Marine Propulsion & Auxiliary Machinery, 8/9, pp. 123~124, 2005.
- [15] Y.V. Baksht, "Controllable Pitch Propellers", Machinostroenie, Leningrad, 1961.
- [16] A.H. Burr, Mechanical Analysis and Design, Prentice Hall, 1995.
- [17] B.A. Biskup, Strength of Propellers, Sudostroenie, Leningrad, 1983.
- [18] W.C. Young, Roark's Formulas for Stress and Strain, New York, 1989.
- [19] Boyarshinov S.V. Base of a structural mechanics of machines, Machinostroenie, Moscow, 1973.
- [20] T.M. Bashta, Hydraulic actuator designing, Moscow, 1988.
- [21] R. E. Peterson, Stress Concentration Factors, John Willy & Sons, 1974.
- [22] E. Madenci, I. Guven, The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS, Springer, New York, 2006.
- [23] Berg A. and Krasilnikov V. Numerical Methods for the Design and Analysis of Marine Propulsors , MARINTEK, 6, pp. 26~34, 2004.

- [24] Ki In Kim, Vitaly A. Shuripa, Jong Seok Hwang, Ji Hyoub Cha, Hyo Jung Jeon, Jeong Ryul Kim. A study on the particularities of deformation mode of controllable pitch propeller hub assembly. 2006년 11월, 한국마린엔지니어링학회 학술대회논문집.
- [25] T. van Beek, "Improved Controllable Pitch Propeller Concept Offers Better Vessel Performances", Marine News, #2, pp.28~33, 2004.
- [26] D.N. Reshetov, Machinery contact stiffness, Moscow,1971.
- [27] K. B. Brownlie, "Controllable Pitch Propellers", Hobbs the Printers, London, 1998.
- [28] Horve L.A. Shaft Seals for Dynamic Applications, Marsel Dekker, New York , 1996.
- [29] Ugural C. U. Mechanical Design an Integrated Approach, McGraw-Hill, New York, 2004.
- [30] Shigley J. E. Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill, New York, 2004.
- [31] Lebeck A. O. Principles and Design of Mechanical Face Seals, John Wiley & Sons, New York, 1991.
- [32] Ki In Kim, Vitaly A. Shuripa, Jong Seok Hwang, Ji Hyoub Cha, Hyo Jung Jeon, Jeong Ryul Kim. Deformative performances of the oil distribution box ring and bearing in controllable pitch propeller hyd. system. 2006년 11월, 한국마린엔지니어링학회 학술대회논문집.
- [33] Ashby. F. M. Materials Selection in Mechanical design, Buuterworth Heinemann, Oxford, 2005.
- [34] MIL-S-23284A(SH), Steel Forgings, Carbon and Alloy, For Shaft, Sleeves, Propeller Nuts, Coupling and Stocks, 15 June 1990.

- [35] MIL-STD-2189(SH), Design Methods for Naval Shipboard Systems, Section 243-1, Part 1, Propulsion Shafting, pp. 1~94, 1994.
- [36] NAVSHIPS 803-2145807, Standard Drawing of Propulsion Shafting & Components, pp. 1C~9C, 1988.
- [37] Myer Kutz, Mechanical Engineers' Hand Book, Second Edition, A Wiley-Interscience Publication, pp. 191~245, Dec. 1997.
- [38] 金奎南, 徐昌敏, 金文生, 材料力學, 清文閣, pp.16~65, 80~93, 289~305, 1992.
- [39] Catalogues of OVAKO Couplings AB Sweden.
- [40] 황중석, 김기인, 김정렬, 강은정, 비탈리 수리바, 편심 인서트를 사용한 축 커플링, 특허제 10-0631852호, 2006. 09. 27.
- [41] 황중석, 김기인, 김정렬, 강은정, 비탈리 수리바, 유압조임식 커플링의 설치 방법, 특허제 10-0635648호, 2006. 10. 11.
- [42] 전효중, 軸系裝置와 프로펠러, 대진문화사, pp. 1~86, 2006.
- [43] 전효중, 船舶動力傳達裝置, 태화출판사, pp. 370~384, 1986.
- [44] Jan Tornblad, Marine Propellers and propulsion of Ships, Marine Lab. KaMeWa AB Sweden, pp. 11-1~11-6, 1987.
- [45] Fritz Schanz, Paper E2 Controllable pitch propellers, Escher Wyss GmbH, Ravensburg, Germany, pp. 1-E2-1~1-E2-11, 1981.
- [46] Roy L. Harrington, Marine Engineering, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 601 Pavonia Av, Jersey City, N.J. 07306, pp. 353~408, 1992.

- [47] 김 기인, 전 효중, 김 정렬, 가변추진 장치의 이해, 한국박용기관학회지, 제 25권, 제5호, pp. 974~985, 2001.
- [48] Catalogues for Controllable Pitch Propeller of Escher Wyss Germany.
- [49] Catalogues for Controllable Pitch Propeller of KAMEWA Sweden.
- [50] Training Manual for Controllable Pitch Propeller of Bird Johnson Co. U.S.A.
- [51] Lloyd's Register of Shipping, Main Propulsion Shafting, Propeller, Part 5, Chapter 6~7, Sections 1~3, 4, pp. 1~5.
- [52] Bureau Veritas, Rules and Regulations for the Classification of Ships, Part III Machinery Systems, Chapter 17 Propelling and Auxiliary Machinery, Courbevoie - France, pp. 41~59, 1996.
- [53] Det Norske Veritas, Part 4, Chapter 2, Propulsion and Auxiliary Machinery, Section 6-7, pp. 28~39, 1992.
- [54] ABS Rules, Machinery Equipment and System, Part 4 Section 7, Propellers and Propulsion Shafting, pp. 4/7.1~4/7.35, 2000.
- [55] Korean Register of Shipping, 한국선급규칙, 제5편, 3장 축계 및 동력전달 장치, pp. 1~5, 1999. 05. 01.
- [56] 김 기인, 전 효중, 박 명규, 김 정렬, 가변추진기 추진축계시스템의 설계, 한국박용기관학회 2002년도 춘계학술대회 논문집, pp. 129~134, 2002.
- [57] Edward V. Lewis, Principles of Naval Architecture, Volume II. Resistance, Propulsion and Vibration, The Society of Naval Architecture and Marine Engineering, Jersey City, NJ, U.S.A, pp. 127~164, 1988.

## 부 록(*Appendix*)

### A. 3000톤급선박 가변피치 프로펠러 허브 어셈블리의 설계사양

#### A.1 유체 역학적 추진 성능에 대한 특성

$$\begin{aligned} K_T &= 0.217 & K_Q &= 0.05 \\ K_{QSH} &= 0.0029 & K_{QSC} &= -0.000245 \\ R_{efPD} &= 1.12 & P_D &= 1.12 \\ \rho &= 1000 \text{ kg/m}^3 & \rho_b &= 7640 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

#### A.2 프로펠러의 특성(*Propeller Properties*)

$$\begin{aligned} D &= 2.85 \text{ m} & N &= 289.7 \text{ rpm} \\ x_p &= 0.029 \text{ m} & y &= 0.609 \text{ m} \\ z_p &= -0.0015 \text{ m} & n &= 4 \\ W &= 504 \text{ kg (SI 단위 질량)} [= 504 \text{ kgf (공학단위계 중량)}] \end{aligned}$$

#### A.3 허브의 특성(*Hub Properties*)

$$\begin{aligned} l_{CR} &= 0.2115 \text{ m} & l_{CP} &= 0.3185 \text{ m} \\ r_{CR} &= 0.183 \text{ m} & \theta_{CP} &= 25^\circ [= 0.4363323 \text{ rad}] \\ W_{CR} &= 121.186 \text{ kgf} & D_{CR} &= 0.473 \text{ m} \\ D_{BR} &= 0.428 \text{ m} & D_P &= 0.5 \text{ m} \\ D_{PR} &= 0.17 \text{ m} & p_o &= 0.0 \text{ Pa} \\ p_r &= 5.6 \text{ MPa} & \mu &= 0.15 \end{aligned}$$

#### A.4 최대 전진상태의 추진성능

$$\begin{aligned} T &= 84490 & Q &= -53330 \\ Q_{SH} &= 2.2724 \times 10^4 & Q_{SC} &= -10.72 \times 10^3 \end{aligned}$$

#### A.5 블레이드 볼트와 크랭크 링에 대한 사양

$$\begin{aligned} D_{bc} &= 0.35 \\ d_{shank} &= 0.04 & d_{bore} &= 0.00 \\ n &= 6 & k &= 3 \end{aligned}$$

$$\Theta = \begin{pmatrix} 96 \\ 132.5 \\ 169 \\ 276 \\ 312.5 \\ 349 \end{pmatrix} + \frac{180.0}{\pi} \quad \text{으로부터,} \quad \Theta = \begin{pmatrix} 96 \\ 132.5 \\ 169 \\ 276 \\ 312.5 \\ 349 \end{pmatrix}$$

#### A.6 블레이드 볼트의 특성

##### 1) 기하학적 특성

$$\begin{aligned} D &= 0.048 & n &= 314.961 \\ L_e &= 0.057 & F &= 97.47 \times 10^3 \end{aligned}$$

##### 2) 소재의 물리적 특성

###### ① 볼트

$$\begin{aligned} S_{yb} &= 1.034 \times 10^9 & S_{ub} &= 1.276 \times 10^9 \\ E_b &= 206.8 \times 10^9 & \nu_b &= 0.29, \\ e_b &= 12 \end{aligned}$$

###### ② 크랭크 링

$$S_{yc} = 0.7929 \times 10^9 \quad S_{uc} = 0.9653 \times 10^9$$



$$E_c = 206.8 \times 10^9 \quad \nu_c = 0.3$$

$$e_c = 15$$

## A.7 컬러베어링의 설계사양

### 1) 베어링 링의 기하학적 특성

$$D_o = 0.52 \quad D_i = 0.435$$

$$t = 0.045 \quad r = 0.0025$$

$$l_{uc} = 0$$

### 2) 베어링 링 소재의 물리적 특성

$$S_y = 0.2413 \times 10^9 \quad S_u = 0.5861 \times 10^9$$

$$E = 110.3 \times 10^9 \quad \nu = 0.349$$

$$e = 15$$

### 3) 베어링 링의 응력검정을 위한 $a, b, r_o$ 에 대한 정의

$$a = \frac{D_o}{2} : a = 0.26$$

$$b = \frac{D_i}{2} : b = 0.2175$$

$$r_o = b : r_o = 0.2175$$

## A.8 허브 콘과 콘 볼트의 설계사양

### 1) 허브 콘의 기하학적 특성

$$a_1 = \frac{0.546}{2} \quad b_1 = \frac{0.5}{2}$$

$$t_2 = 0.022 \quad \alpha_2 = 51\text{deg}$$

$$t_f = 0.05 \quad d_{cb} = 0.025$$

$$d_h = 0.021 \quad t_1 = 0.023 (= a_1 - b_1)$$

$$R_1 = 0.2615 \quad t_{\min} = 0.022$$

$$R_2 = 0.2615 \quad a_2 = 0.2684225$$

$$b_2 = R_2 - \frac{t_2 \cos \alpha_2}{2} = 0.2545775$$

## 2) 콘 볼트의 기하학적 특성과 물리적 특성

$$N = 30 \quad D = 0.016$$

$$n = 562 \quad L = 0.08$$

$$P = 0.013 \quad E = 1.793 \times 10^{11}$$

$$\nu = 0.32 \quad S_y = 6.205 \times 10^8$$

$$S_u = 8.963 \times 10^8 \quad e = 20$$

## A.9 콘 엔드플레이트의 설계사양

### 1) 콘 엔드플레이트의 기하학적특성

$$t = 0.058 \quad t_{be} = 0.08$$

$$D_o = 0.569 \quad D_i = 0.17$$

$$l = 0.13 \quad C_{h1} = 0.001$$

$$C_{h2} = 0.001 \quad W = 0.02$$

$$d_{bc} = 0.025$$

### 2) 콘 엔드플레이트의 물리적 특성

$$S_{ypl} = 0.2413 \times 10^9 \quad S_{upl} = 0.5861 \times 10^9$$

$$E_{pl} = 110.3 \times 10^9 \quad \nu_{pl} = 0.349$$

$$e_{pl} = 15$$

## A.10 실린더 내 피스톤의 설계사양

1) 피스톤의 기하학적 특성

$$a = 0.250 \quad b = 0.073$$

$$t_b = 0.08 \quad t_a = 0.04$$

2) 피스톤 소재의 물리적 특성

$$S_y = 0.5861 \times 10^9 \quad S_u = 0.7239 \times 10^9$$

$$E = 206.8 \times 10^9 \quad \nu = 0.3$$

$$e = 15$$

3) 최대 내부 압력은

$$q = 5.5 \text{ MPa}$$

4) 피스톤 부하

$$F = 1.0799225 \text{ MN}$$

A.11 슬라이딩블록과 크랭크 핀의 설계사양

1) 슬라이딩 블록 및 크랭크 핀의 기하학적 특성

$$d = 0.088 \quad L = 0.057$$

$$c_h = 0.005 \quad Z = 4$$

2) 슬라이딩 블록 소재의 물리적 특성

$$S_{yb} = 0.293 \times 10^9 \quad S_{ub} = 5.861 \times 10^8$$

$$E_b = 120.7 \times 10^9 \quad \nu_b = 0.349$$

$$e_b = 10$$

A.12 크로스헤드의 설계사양

### 1) 기하학적 특성

$$\begin{array}{ll}
 t = 0.0725 & h = 0.054 \\
 c_h = 0.003 & w = 0.1465 \\
 Z_4 = 4 & r = 0.0025 \\
 R_{xh} = 0.281 & D_o = 0.17 \\
 D_i = 0.058 & n = 250 \\
 L_e = 0.05 & l = 0.13 \\
 c = 0.323 & r_{pr} = 0.007 \\
 t_n = 0.04 & D_r = 0.133 \\
 n_r = 690 & v = 11
 \end{array}$$

### 2) 크로스헤드 소재에 대한 물리적 특성

$$\begin{array}{l}
 S_{yx} = 0.5171 \times 10^9 \\
 S_{ux} = 0.6895 \times 10^9 \\
 E_x = 206.8 \times 10^9 \\
 \nu_x = 0.3 \\
 e_x = 18
 \end{array}$$

### 3) 너트 소재에 대한 물리적 특성

$$\begin{array}{l}
 S_{yn} = 0.6205 \times 10^9 \\
 S_{un} = 0.6895 \times 10^9 \\
 E_n = 206.8 \times 10^9 \\
 \nu_n = 0.3 \\
 e_n = 16
 \end{array}$$

상기에서 별도로 명시하지 않은 설계 자료에 대한 적용단위는 Pa (압력, 응력), N (힘, 추력), Nm (모멘트, 토크), 그리고 m (변위, 각종치수)를 적용한다.

## B. 선박용 가변피치 프로펠러 추진축 시스템 설계

본 논문에서 다루고 있는 대상선박은 민수 또는 군용함정용 가변피치프로펠러 추진시스템으로서 추진축계 설계 및 응력계산의 기준은 미 군사규격 MIL-STD-2189 (SH) 및 추진축계 구성도면 NAVSHIPS 803-2145807의 규정과 범위에 따라 그 기준을 설정하였다.<sup>[34] ~ [38]</sup>

### B.1 일반적 요구사항

#### 1) 설계 요구조건

MIL-STD-2189(SH) 및 추진축계 구성도면 NAVSHIPS 803-2145807의 규정과 범위에 따르며 대상선박의 건조사양에 따른다.

#### 2) 축계 소재의 선택

피로와 강도 특성을 고려하여 선정하여야 하며, 소재와 관련하여 미 해군에서 승인한 재질목록은 **Table B.1** 과 같다. 그리고 **Table B.2** 는 추진축 재질의 변화 및 호환성, **Table B.3** 은 추진축 재질에 대한 화학적 성분, **Table B.4** 는 물리적 성질이다.

#### 3) 선외 축과 선내 축의 구분

선미관 밀봉장치를 기준으로 구분한다.

#### 4) 중실축과 중공축의 규정

특별한 요구조건이 없는 한 축 지름이 152.4mm (6 inch) 미만은 중실축, 축 지름이 그 이상은 중공축으로 적용이 가능하다. 이는 가변피치프로펠러 및 고정 피치 프로펠러축과는 무관하게 축 지름에 대해 규정하고 있으므로 고정 피치 프로펠러축의 경우는 실제 적용시 가격 및 요구중량 측면을 고려하여 결정하여야 할 것이다.

Table B.1 Mechanical properties of shafting and sleeve materials<sup>[34]</sup>

재질 사양 (Material Spec.)		밀도 g/cm <sup>3</sup> (lb/in <sup>3</sup> )	종탄성 계수 $E$ kgf/cm <sup>2</sup> (lb/in <sup>2</sup> )	횡탄성 계수 $G$ kgf/cm <sup>2</sup> (lb/in <sup>2</sup> )	최대 인장강도 $\sigma_{\max}$ kgf/cm <sup>2</sup> (lb/in <sup>2</sup> )	항복점① $\sigma_{YP}$ kgf/cm <sup>2</sup> (lb/in <sup>2</sup> )	피로한계② $\sigma_{\lim}$ (공기중) kgf/cm <sup>2</sup> (lb/in <sup>2</sup> )
Steel, Forged	class 1 MIL-S-23284	7.861 (0.284)	$2.07 \times 10^6$ ( $29.5 \times 10^6$ )	$0.83 \times 10^6$ ( $11.75 \times 10^6$ )	$6.68 \times 10^3$ ( $95.0 \times 10^3$ )	$5.27 \times 10^3$ ( $75.0 \times 10^3$ )	$3.34 \times 10^3$ ( $47.5 \times 10^3$ )
	class 2 MIL-S-23284	7.861 (0.284)	2.07 (29.5)	0.83 (11.75)	5.62 (80.0)	3.87 (55.0)	2.81 (40.0)
	class 3 MIL-S-23284	7.861 (0.284)	2.07 (29.5)	0.83 (11.75)	5.27 (75.0)	3.16 (45.0)	2.39 (34.0)
	class 4 MIL-S-23284	7.861 (0.284)	2.07 (29.5)	0.83 (11.75)	4.22 (60.0)	2.46 (35.0)	1.90 (27.0)
	class 5 MIL-S-23284	7.861 (0.284)	2.07 (29.5)	0.83 (11.75)	7.38 (105.0)	5.27 (75.0)	3.34 (47.5)
K Monel, Forged QQ=N-286(UNS N05500)		8.442 (0.305)	1.83 (26.0)	0.67 (9.50)	9.84 (140.0)	7.03 (100.0) ③	3.52 (50.0)
Nickel Aluminum Bronze, Forged ASTM B150 alloy C63000		7.584 (0.274)	1.20 (17.0)	0.45 (6.40)	5.62 (80.0)	2.81 (40.0) ④	1.83 (26.0)
Ni-Cr-Mo-Nb alloy 625	Cast(원심주조): MIL-C-24615	8.442 (0.305)	1.89 (26.9)	0.74 (10.50)	4.92 (70.0)	2.81 (40.0) ③	1.41 (20.0) ⑤
	Forged	8.442 (0.305)	2.11 (30.0)	0.81 (11.50)	8.44 (120.0)	4.22 (60.0) ③	3.59 (51.0) ⑤
Welded inlay MIL-E-22200 and MIL-E-22200/3 type MIL-IN12 MIL-E-21562 type MIL-EN625		8.442 (0.305)	1.76 (25.0)	0.67 (9.60)	7.73 (110.0)	4.22 (60.0)	1.76 (25.0) ⑥
Copper-Nickel(70-30), Cast ASTM B 369 alloy C96400		8.941 (0.323)	1.55 (22.0)	0.60 (8.50)	4.22 (60.0)	2.25 (32.0) ④	0.91 (13.0)
CPP oil, 2190 T		0.858 (0.031)	0	0	0	0	0
Sand		1.772 (0.064)	0	0	0	0	0

①  $\pm 0.10 \%$

②  $10^8$  cycle

③  $\pm 0.20 \%$

④ 부하작용시 + 0.50 %

⑤ 해수와 공기 중

⑥ 해수와 공기 중

**Table B.2 Supersession shafting materials**(MIL-S-23284A(SH),15 June 1990)<sup>[34]</sup>

MIL-S-23284A	MIL-S-23284	MIL-S-24093	MIL-S-890	MIL-S-23009	MIL-S-20137A
-----	-----	class A	Alloy No.1	-----	-----
-----	-----	class B	Alloy No.2	-----	-----
-----	-----	class D	Alloy No.3	Grade HY80	-----
-----	-----	class C	Alloy No.4	Grade HY100	-----
class 1	class 1	class D	class HG	-----	-----
class 2	class 2	class F	class An	-----	-----
class 2	class 2	class F	class Ac	-----	-----
class 3	class 3	class G	class B-C	-----	class B-S
class 4	class 4	class H	class B	-----	-----
class 4	class 4	class H	class C	-----	-----
class 5	-----	-----	-----	Grade HY80	-----
class 6	-----	-----	-----	Grade HY100	-----

**Table B.3 Chemical composition(weight %)**②,④ <sup>[34]</sup>

원소	Class 1	Class 2	Class 3	Class 4	Class 5	Class 6
Carbon(탄소)	0.28	0.26	0.35	0.30	0.27	0.30
Manganese(망간)	0.15-0.45	0.15-0.45	0.60-0.90	0.60-0.90	0.20-0.45	0.20-0.45
Phosphorus(인) ①	0.020	0.020	0.020	0.020	0.015	0.015
Sulphur(유황) ①	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015	0.015
Silicon(규소) ③	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
Nickel(니켈)	2.75-3.50	2.75-3.25			2.75-3.90	2.75-3.90
Cromium(크롬)	0.50	0.50			1.50-2.00	1.50-2.00
Molybdenum(몰리브덴)	0.25-0.60	0.25-0.60			0.40-0.60	0.40-0.60
Vanadium(바나듐)	0.08	0.05			0.03	0.03
Copper(구리)					0.25	0.25
Tin(주석)					0.030	0.030
Arsenic(비소)					0.025	0.025
Titanium(티타늄)					0.02	0.02
Antimony(안티몬)					0.025	0.025
Boron(붕소)					0.01	0.01
Bismuth(비스무스) ⑤					0.003	0.003
Cadmium(카드뮴) ⑤					0.003	0.003
Lead(납) ⑤					0.003	0.003
Zinc(아연) ⑤					0.003	0.003

① 인과 유황성분은 합하여 0.03%를 초과하지 않도록 한다.

② 화학적 성분은 기계적 성질을 맞추기 위하여 최대 허용범위 내에서 분할 크기나 열처리에 따라 조절될 수 있으며, 상기 모든 등급의 치수는 범위 규정이 없는 한 최대 퍼센트(%)로 Table시한다.

③ 진공 carbon de-oxidation을 사용할 때 규소의 최대값은 0.12 %로 한다.

④ 상기 Table에서 제한치가 정해져 있는 원소는 그 비율을 기록해 두어야 하며, 상기 원소 이외의 제작자가 임의로 첨가한 원소는 보고해야 한다.

⑤ 열분석(heat analysis)은 불필요 (MIL Spec. 4.4.2.1 참조).

**Table B.4 Mechanical properties for shafting materials**

(MIL-S-23284A(SH), 15 June 1990)<sup>[34]</sup>

		Class 1 Ni-Mo steel	Class 2 Ni-Mo steel	Class 3 Carbon steel	Class 4 Carbon steel	Class 5 Ni-Cr-Mo steel	Class 6 Ni-Cr-Mo steel
yield strength at 0.01% offset, minium kgf/cm <sup>2</sup> ( lb/in <sup>2</sup> )		5.27 × 10 <sup>3</sup> (75.0 × 10 <sup>3</sup> )	3.87 (55.0)	3.16 (45.0)	2.46 (35.0)	5.27 (75.0)	6.33 (90.0)
yield strength at 0.2% offset, minium ⑤ kgf/cm <sup>2</sup> ( lb/in <sup>2</sup> )		(시험결과치 기록)					
tensile strength, kgf/cm <sup>2</sup> ( lb/in <sup>2</sup> )		6.68 × 10 <sup>3</sup> (95.0 × 10 <sup>3</sup> ) 7.87 (112.0 × 10 <sup>3</sup> )	5.62 (80.0) 7.03 (100.0)	5.27 (75.0 ) 6.68 (95.0)	4.22 (60.0) 5.62 (80.0)	7.38 (105.0) 9.14 (130.0)	7.73 (110.0) 9.84 (140.0)
elongation in 5.08 cm (2 inches), longitudinal, %		20	22	22	25	20	18
elongation in 5.08 cm (2 inches, transverse, % ①		17	19	19	22	18	16
reduction of area longitudinal, %		45	45	45	45	45	45
reduction of area transverse, % ①		30	30	30	40	40	40
charpy V-notch impact [kgf · cm(ft · lb)] test temperature ℃(°F) ②	plus 10+ /-3	-1.1 (30)	-1.1 (30)	-	-	-	-
	plus 30+ /-3	③	③	-	-	1.7 (35)	1.7 (35)
	plus 28+ /-3	-	-	-6.7 (20)	-6.7 (20)	-	-
brinell hardness	10mm standard ball	190	162	152	120	190	228
	3000 kgf load ④	261	209	200	165	261	294

① 축 커플링, 슬리브 및 이와 유사부품 등의 횡방향 성질을 요구할 때(MIL Spec. 6.2.1 참조).

② 최소 3 번 이상 시험하여 평균을 취할 것.

③ 충격치를 기록할 것.

④ MIL Spec. 3.7.3 참조.

⑤ 시험결과치 보고사항.



#### 5) 중공축의 구성

특별한 승인을 얻지 않는 경우 모든 축 내경은 축 외경(최소 부위)의 0.65배 이내로 해야 하고, 3.175mm (1/8 inch)단위로 반올림이 가능하다. 또한 가변피치프로펠러축의 내경은 앞쪽에서 뒤쪽으로 가면서 감소되어서는 안 된다.

#### 6) 축 내경을 여러 가지 구경으로 제작할 경우

수중축의 경우 각각의 축을 부위별로 여러 가지 다른 치수의 구경으로 축 내경을 설계해야 할 경우에는 축의 계산위치에 상관없이 축의 최대 내경을 기준으로 축의 응력을 계산한다.

#### 7) 수중축(waterborne shafting)의 외경 설계

축의 외경설계는 모든 설계 요구조건을 충족시키도록 계산된 최소외경을 말하며, 특히 수중축에 대한 축의 외경설계는 최대 합성응력에 대해 결정한다. 그리고 응력과 안전계수는 모든 필릿(fillet) 부분, 키 웨이(key way) 및 기타 불연속 부위에 대해서 계산해야 하며, 특히 모든 베어링 지지점과 최대 모멘트가 발생하는 모든 점에 대해 계산한다. 계산에는 응력 집중계수  $K_b$ ,  $K_t$  (Fig. B.2, Fig. B.3)를 고려해야 하며, 본 규정에 따라 계산한 축의 치수는 최대 굽힘응력과 최소 안전계수를 만족하도록 결정한다.

#### 8) 선내축의 외경설계

선내축(중간축 및 추력축)에 대한 축 외경설계는 최대 합성응력에 대하여 결정하여야 한다. 응력과 안전계수는 모든 필릿 부분, 키 웨이(key way) 및 기타 불연속 부위에 대해 계산한다. 특히 모든 베어링 지지점과 최대 모멘트가 발생하는 모든 지지점에 대해 계산해야 하며 최대 응력점을 찾아내기 위해 적절한 응력집중계수  $K_b$ ,  $K_t$  를 고려하여 축의 치수는 최소 안전계수를 만족하도록 결정한다.

#### 9) 대기중과 수중에서의 조건

응력 분석시에는 대기 중의 일직선 상태와 모든 수중상태에 대한 축계의 굽힘

모멘트를 그래프나 표로 표시해야 한다. 본 규정에서 요구하는 최대 굽힘응력과 최소 안전계수 요구조건은 공기 중과 수중에 있는 축에 대하여 모두 충족되어야 한다. 수중 축계에 대해서는 굽힘응력과 응력 집중계수의 곱 $[\sigma_b \times K_b]$ 가  $421.8\text{kgf/cm}^2$  (6,000 psi) 를 초과하지 않아야 한다. 단, Cr-Ni-Mo- Nb 합금 625 에 대해서는 별도로  $843.6\text{kgf/cm}^2$  (12,000 psi) 까지 허용하고 있다.

#### 10) 베어링 지지점

설계 계산상 최후부 베어링의 지지점은 다음 위치 중 가장 큰 것으로 한다.

- (1) 축 외경의 1배 지점 (베어링 후부 끝단에서 앞쪽으로)
- (2) 베어링 길이의 1/4 지점 (베어링 후부 끝단에서 앞쪽으로)

참고로 Thordon 베어링의 경우에는 베어링 길이의 1/3지점을 취하며, 기타 특별한 규정이 없는 선박의 경우는 베어링 길이의 1/2지점을 지지점으로 간주한다.

#### 11) 설계 토크

설계토크 = 최대토크 + 부가적인 토크

부가적인 토크는 최대마력으로 선회시 프로펠러 회전수가 감소하는 현상을 고려한 값, 즉 최대 마력상태에서 외부 부하의 작용으로 회전수가 감소하므로 토크가 증가하고 이 토크 증가분에 대해 고려한 부가적인 토크이다. 적용기준은 감속기어가 연결되지 않은 단축 또는 다축선의 경우 최대 마력 토크에 20%의 부가적인 토크를 설계에 반영하며 감속기를 통한 축계배열에 대해서는 최대 마력 토크에 10%의 부가적인 토크를 설계에 반영한다.

참고로 디젤엔진의 경우 제어변수가 엔진 회전수이므로 상대적으로 축 회전수는 유지가 가능하나 터빈의 경우는 축이 동력 발생부분과 기계적으로 분리되어 있으므로 외부 부하에 따라 변화되어 제어가 곤란하다. 한편 왕복동기관에 의해 구동되는 축계는 MIL-STD-167-2 및 NAVSEA 0900-LP-090-3020 에 따라서 진동응력이 최대가 되는 비틀림 위험속도에 대해서도 검토해야 한다.

## 12) 정응력 및 동응력

응력 계산시 정응력(steady stress)과 동응력(alternating stress)을 별도로 계산해야 한다. 합성 정응력은 일정토크와 추력에 기인하며, 합성 동응력은 수중 축의 중심을 벗어난 추력(off-center thrust)에 의한 동적 토크 및 굽힘응력에 기인한다. 또한 치음(dental)이나 소음 차단커플링 등과 같은 다른 요소에 의한 부가적인 굽힘효과를 고려해야 하고, 동적 비틀림 전단응력과 굽힘응력 계산시에는 응력집중이 존재하는 곳에서는 이를 고려해야 한다.

## 13) 높은 국부응력

키나 슬리브, 오일 격판 등을 고정시키기 위한 구멍은 가능한 한 피해야 하며, 필릿 부분은 가능한 한 완만하게 하여 국부적으로 높은 응력이 걸리는 것을 피해야 한다. 또한 특별히 인정되지 않는 한 축의 용접작업은 허용되지 않으며, 특히 동응력에만 응력 집중계수가 곱해지는 점을 감안하여 국부응력이 높게 나타나는 부분이 발생하지 않도록 해야 한다.

## 14) 비틀림 전단 동응력

왕복동기관과 같이 엔진이 기진원인 경우에는 특히 비틀림 전단 동응력 계산시 주의해야 한다. 즉 식 (B.13)의 값이 MIL-STD-167-2에 따라 추후 수행되는 비틀림 진동해석 결과치보다 작은 경우에는 추진축 응력계산을 그 값으로 다시 계산해야 한다.

## 15) 진동

미 군사규격 MIL-STD-167-2에 따라 비틀림진동, 종진동, 횡진동을 해석해야 하며, 계산을 위한 보다 상세한 자료는 NAVSEA-LP-0900-3020에 언급되어 있다. 이와 같은 진동계산 결과치가 식 (B.13), (B.22a) 및 (B.22b)에서 예측한 값보다 큰 경우에는 추진축의 응력계산을 다시 수행해야 하며, 진동계산에는 다음과 같은 추가사항이 고려되어야 한다.

(1) 부가수 영향을 고려하여 프로펠러의 질량과 질량관성모멘트에 다음과 같은 값을 부가한다.

- 종진동에 대해서는 프로펠러 질량을 50%까지 증가시킨다.

- 비틀림진동에 대해서는 극관성모멘트를 25%까지 증가시킨다.
- 횡진동에 대해서는 프로펠러 질량을 25%까지 증가시킨다.

(2) 프로펠러의 종방향 및 비틀림 가진 응답을 선박의 직선 항해시와 최대 타기 사용상태(좌, 우현 전타사용)에 대해 모든 축 속도의 최대값에 대해 계산해야 한다. MIL-STD-167-2에서는 종진동 해석용으로 최대 직선방향과 최대 조타기 사용조건에서 수상 선박의 전 운전영역에 대해 프로펠러 가진에 대한 운전계수를 제공하고 있으며, 이 값은 프로펠러 가진 비틀림 진동응답에도 적용된다. 이와 같은 운전계수들과 프로펠러 가진 자료는 각 선박의 기본설계 기간중 제공되므로 추후 상세 계산시 이들 자료에 대해 검토해야한다(필요시 계산을 재수행한다).

(3) 횡진동 해석시에는 스트럿, 베어링 지지대 등의 강성을 적절히 고려해야 한다.

#### 16) 중력 모멘트

축 얼라이먼트 해석 결과로부터 축의 임의의 위치에서 중력 모멘트 값을 확인한다. 특히, 최후부 베어링에서의 모멘트 값은 상세계산으로 검증해야 한다(공기중).

#### 17) 중공축 내부 부품

중공축 내부에 설치되는 2중 오일 튜브, 밸브 로드 및 오일 등의 축 내부요소들에 대한 중량은 중력모멘트를 고려해야 한다.

#### 18) 수중축의 굽힘응력과 모멘트

수중축의 모든 부위별에 대한 굽힘응력은 중력 모멘트  $M_{bg}$  와 중심을 벗어난 모멘트(off-center moment)  $M_{oc}$  의 합성 모멘트에 대해 계산해야 한다(**Table B.5** 참조). 대기 중 직선상태에서 중심을 벗어난 추력으로 인한 모멘트는 프로펠러와 축의 중량에 의한 공기 중에서의 외팔보 굽힘모멘트  $M_c$  와 같다고 보며, 수중에서도 중심을 벗어난 추력모멘트는 수중에서의 프로펠러와 축의 중량에 의한 외팔보 굽힘모멘트와 같다고 본다. 중심을 벗어난 모멘트는 수중축의 전 길

이에 대해 균일하게 작용한다고 가정하며, 항상 중력 굽힘모멘트에 더해야 한다.

**Table B.5 Bending moments for surface ships and submarines**<sup>[35]</sup>

모멘트	수상 선박(surface ship)		잠수함 (submarine)
	스트럿 지지형 축계	스턴 보스 지지형 축계	
중심을 벗어난(수중축) 추력 모멘트 $M_{oc}$	$M_c$	$2M_c$	0
최후부 베어링 지지점 총 모멘트 $M_T = M_{oc} + M_c$	$2M_c$	$3M_c$	$M_c$
수중축 임의점에서의 총 모멘트 $M_T = M_{oc} + M_{bg}$	$M_{bg} + M_c$	$M_{bg} + 2M_c$	$M_{bg}$
수상축 임의점에서의 총 모멘트 $M_T$	$M_{bg}$	$M_{bg}$	$M_{bg}$

참고 : 총 모멘트  $M_T$  는 기어 커플링 또는 방음 커플링 등과 같이 구성품 자체로 인한 굽힘 응력을 포함하고 있다.

#### 19) 축 굽힘 응력의 제한

어떠한 경우에도 굽힘응력과 응력 집중계수와의 곱이  $421.8\text{kgf/cm}^2$  (6,000 psi)를 초과하지 않아야 한다. 단, Ni-Cr-Mo-Nb 합금 625의 피복용접재에 대해서는  $843.6\text{kgf/cm}^2$  (12,000 psi)를 초과하지 않아야 한다.

#### 20) 안전계수

**Table B.6** 에서 보는 바와 같이 추진축계 설계시 안전계수를 고려해야 한다.

**Table B.6 Factors of safety for propulsion shafting**<sup>[35]</sup>

추진축	선박의 형태		
	쇄빙선을 제외한 수상함	쇄빙선 (ice breakers)	잠수함
수중 축계(water-borne)	2.00	3.50	2.25
수상 축계(line shaft)	1.75	2.25	2.00

#### 21) 가공된 용접 용접재 부위에 대한 처리

가변 추진기 프로펠러축의 최후부 플랜지 부위의 부식방지를 위해 인코넬(inconel) 용접으로 플랜지 필릿 부위에 용접으로 육성하고 가공하여 적용하는 경우와 같이 피복재가 가공된 부위는 비균일한 것으로 고려해야 한다. 해석수행 시 피복재 표면과 기본축 표면에 대해 별도로 각각 계산해야 한다.

#### 22) 수중함 축계 슬리브 홈의 합성 동응력의 제한

적용하는 소재 성분에 따라 각각 개별적인 제한된 값을 가진다.

#### 23) 프로펠러 너트, 축 조립부의 나사끝단 부위의 언더 컷트(undercut)

프로펠러 고정용 유압식 너트를 사용하는 경우에는 축의 나사 부 끝단부위에 대한 인장응력을 계산하여야한다. 안전계수는 재질의 극한강도(**Table B.1** 기준)로 계산해야 하며 수중축의 최소 요구 안전계수 이상으로 확보해야 한다.

### B.2 추진축계 응력

추진축계는 비틀림에 의한 전단력, 축 추력 및 굽힘응력을 포함한 다양한 정하중과 동하중을 받는다. 모든 베어링 지지점, 불연속점, 플랜지 필릿, 키 홈, 모멘트 피크 점 및 기타 응력이 높게 나타나는 부위에 대해 응력을 계산해야 하는데, 정응력과 동응력을 별도로 계산하여 Soderberg 선도에 따라 합성응력을 계산하고 안전율을 고려해 주어야 한다. 그리고 용접 피복재가 있는 부위는 비균일한 것으로 간주하여 계산해야 한다.

#### B.2.1 일반축

##### 1) 정응력

###### (1) 총 토크 $T_T$

평균 또는 정상 최대출력 토크  $T_m$  이

$$\begin{aligned}
T_m &= \frac{63,025 \times \text{SHP} [\text{HP}]}{N} \quad [\text{lb} \cdot \text{in}] \\
&= \frac{60 \times \text{SHP} [\text{kW}]}{2\pi N} \quad [\text{kN} \cdot \text{m}] \\
&= \frac{75 \times 60 \times 1000 \times \text{SHP} [\text{PS}]}{2\pi N} \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}]
\end{aligned} \tag{B.1}$$

와 같을 때, 최대동력으로 선회할 때의 총 토크  $T_T$  는 부가적 토크를 더하여

- 단축 또는 다축의 터빈 구동 선박의 경우

$$T_T = 1.2 T_m \tag{B.2a}$$

- 단축 또는 다축의 디젤 또는 증기왕복동 엔진으로 구동되는 선박의 경우

$$T_T = 1.1 T_m \tag{B.2b}$$

으로 계산한다. 여기서  $N$ 은 분당 엔진회전수 [rpm] 이고, SHP 는 축마력이다.

(2) 전단 정응력  $\tau_s$  [kgf/mm<sup>2</sup>]

$$\begin{aligned}
\tau_s &= \frac{d_o T_T}{2 I_p} \\
&= \frac{32 d_o T_T}{\pi (d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{중공축}) \\
&= \frac{32 T_T}{\pi d_o^3} \quad (\text{중실축})
\end{aligned} \tag{B.3}$$

여기서  $I_p$  는 축의 극 단면 2 차 모멘트 [mm<sup>4</sup>],  $d_o$  는 축의 외경 [mm],  $d_i$  는 축의 내경 [mm] 이다.

(3) 추력 부하

① 수상함(surface ship)

$$F_T = \frac{1.4500 \times \text{EHP} [\text{kW}]}{V(1-t)} \quad [\text{kN}]$$

$$= \frac{75 \times 60 \times 60 \times \text{EHP} [\text{PS}]}{1852 V(1-t)} \quad [\text{kgf}] \quad (\text{B.4})$$

여기서  $F_T$  : 총추력 [kgf],  $V$  : 선속[knot],  $t$  : 추력감소계수, EHP : 유효마력,

$$\text{EHP} = \text{SHP} \times c_P$$

$c_P$  : 추진효율이다. 여기서 초기 계산시 또는 모형시험 자료가 없을 경우에는  $t = 0.15$ ,  $c_P = 0.65$  를 사용한다.

## ② 잠수함

스러스트 칼러 후면의 추진추력 및 수중추력은 다음과 같이 계산하고, 스러스트 칼러 전면에서의 추진추력, 수중추력 및 총 추력은 0 이 된다.

### (i) 추진추력

$$F_{PT} = \frac{75 \times 60 \times 60 \times \text{EHP} [\text{PS}]}{1852 V(1-t)} \quad [\text{kgf}] \quad (\text{B.5})$$

### (ii) 추진축 시일 후부 수중추력<sup>[35]</sup>

$$F_{S1} = 0.4444 A_{S1} h \quad (\text{B.6a})$$

여기서,  $A_{S1}$  : 면적,  $h$  : 시험길이 [ft]

### (iii) 추진축 시일과 추력 칼라 사이의 수중추력<sup>[35]</sup>

$$F_{S2} = 0.4444 A_{S2} h \quad (\text{B.6b})$$

여기서,  $A_{S2}$  : 면적

### (iv) 추진축 시일 후부 총 추력

$$F_{T1} = F_{PT} + F_{S1} \quad (\text{B.7a})$$

### (v) 추진축 시일과 스러스트 칼라 사이의 총 추력

$$F_{T2} = F_{PT} + F_{S2} \quad (\text{B.7b})$$



(4) 압축 정응력  $\sigma_{sc}$

$$\sigma_{sc} = \frac{F_T}{A} = \frac{4F_T}{\pi(d_o^2 - d_i^2)} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.8})$$

(5) 합성 정응력  $\sigma_{sR}$

$$\sigma_{sR} = \{\sigma_{sc}^2 + (2 \times \tau_s)^2\}^{1/2} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.9})$$

2) 동응력

(1) 굽힘모멘트

① 중력 굽힘모멘트

(i) 초기설계용으로 중간축(수상축)계에 있어서 축의 임의 지점에서 중력에 의한 굽힘모멘트  $M_{bg}$  는 다음과 같은 간이식으로 계산한다.

$$M_{bg} = W_P l_{PB} \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (\text{B.10})$$

여기서  $W_P$  : 프로펠러 중량 [kgf],  $l_{PB}$  : 프로펠러 무게중심에서 베어링 지지점까지의 거리 [mm] 이다.

(ii) 축 얼라이먼트 분석을 이용하여 다음과 같은 상태에 대해 굽힘모멘트를 계산하여 이전의 B.1절의 제 7)항과 8)항에서 언급한 바와 같이 적용해야 한다.

㉠ 공기 중 일직선상태

㉡ 수중 축 배열 및 엔진 냉각상태

㉢ 수중축 배열, 엔진정지 및 물 유회식 베어링의 마모를 보상한 상태

㉣ 수중축 배열 및 엔진 운전온도 상태

㉤ 수중축 배열 및 엔진 운전온도 상태에서 물 유회식 베어링의 마모를 보상한 상태

㉥ 수중축 배열 및 상기조건 ㉡에서 ㉤까지 허용 가능한 베어링 부하 조건을 감안한 상태

㉦ 잠수함과 관련하여 다이빙, 부상, 파도에 의한 충격(sea slap)과 수중

압력으로 인한 선체 변형은 상기조건 ㉔에서 ㉖까지 결합상태로 해석되어야 한다.

- ㉗ 수상 선박과 관련하여 축 얼라이먼트에 영향을 주는 선체변형은 상기조건 ㉔에서 ㉖까지 결합상태로 해석되어야 한다.

이와 같이 선체변형은 유조선, 수륙양용선, 지원선 등과 같이 흘수 변화가 큰 선박에서 많은 변화를 보여준다. 이 때 해상상태나 타기를 사용하여 선회할 경우의 선체변형은 해석할 필요가 없고, 이와 같은 응력계산은 그래프 또는 도표로 나타내어야 한다.

(iii) 응력 계산시 상기와 같이 각 설계위치에서 계산된 최대 굽힘응력은 그 점에서의 응력계산에 사용해야 한다.

- ② 편심 모멘트(off-center moment, 수중축에 한함)

프로펠러 추력의 편심이 중력에 의한 굽힘모멘트에 더하여져 중심이동에 따른 모멘트  $M_{oc}$  를 발생시킨다. 설계의 편의를 위하여 이 모멘트는 수중축의 모든 부위에 동일하게 작용한다고 보며 수상 축(line shaft)에 대해서는 작용하지 않는 것으로 간주한다. Table B.5 에는 이 관계를 요약하였다. 그래서 총 굽힘모멘트는 다음 식으로 주어진다.

$$M_{bT} = M_{bg} + M_{oc} \quad (B.11)$$

## (2) 응력 집중계수

축계에서 발생하는 응력집중은 키 홈의 모서리 부위, 플랜지 필릿 부위, 축에 가공한 구멍 등에서 발생한다.

- ① 키 홈 필릿부의 응력집중

키 홈 필릿부에 대한 비틀림 응력 집중계수  $K_t$  는 필릿 반경  $r_k$  와 키 중앙에서의 깊이  $H$  와의 비에 의해 결정되는 것으로 Fig. B.1 에서 구하며, 필릿 반경은 NAVSHIPS drawing No. 803 2145807에 따라야 한다. 키 홈이 상기 도면에 따라 평탄하게 제작되었다면 굽힘응력에 대해서 키 홈에 대한 응력 집중계수는 1이다.

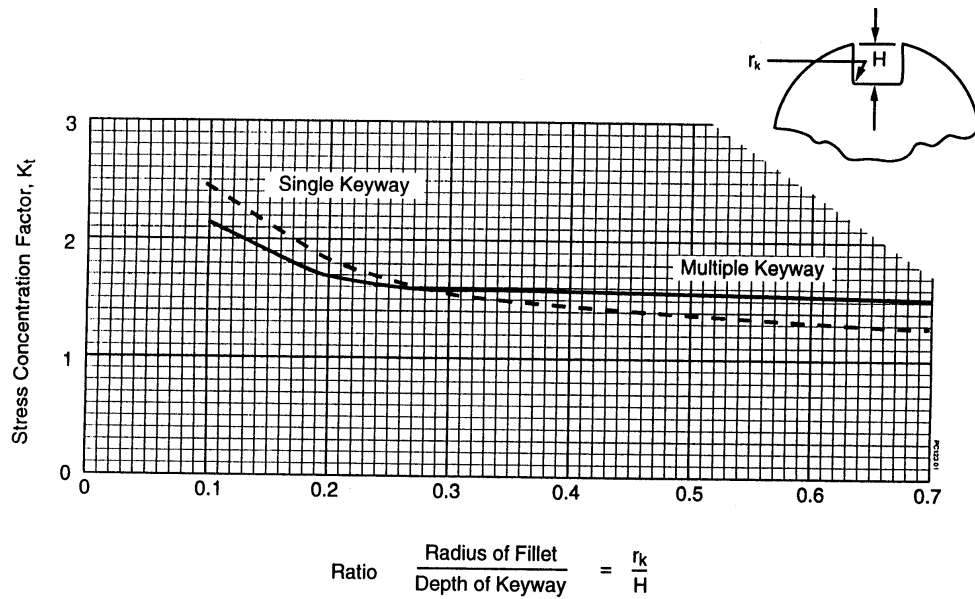


Fig. B.1 Stress concentration factors at key way fillet, in torsion<sup>[35]</sup>

② 플랜지 필릿 부위의 응력집중

굽힘응력 집중계수  $K_b$  와 비틀림 응력 집중계수  $K_t$  는 필릿 반경  $r_f$  , 추진축 외경  $D_o$ , 플랜지 외경  $D_f$  에 따라 결정되며, 각각 Fig. B.2 와 B.3 에서 선택한다.

③ 축 내부의 기름구멍

굽힘에 대하여 응력 집중계수 3을 적용한다. 이와 같이 축 내부에 구멍이 필요한 경우에는 NAVSEA의 승인을 얻어야 한다.

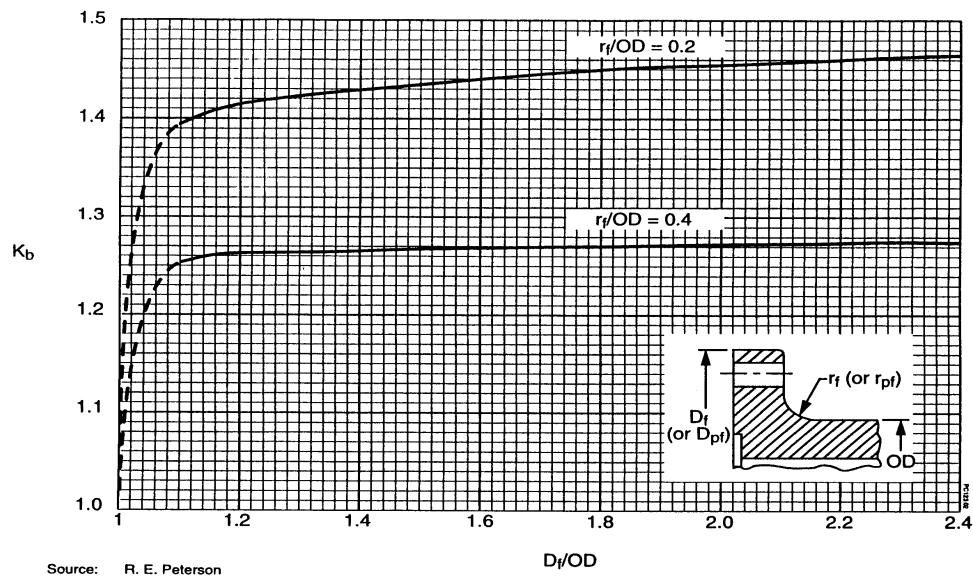


Fig. B.2 Stress concentration factors,  $K_b$  for bending at flange fillet<sup>[35]</sup>

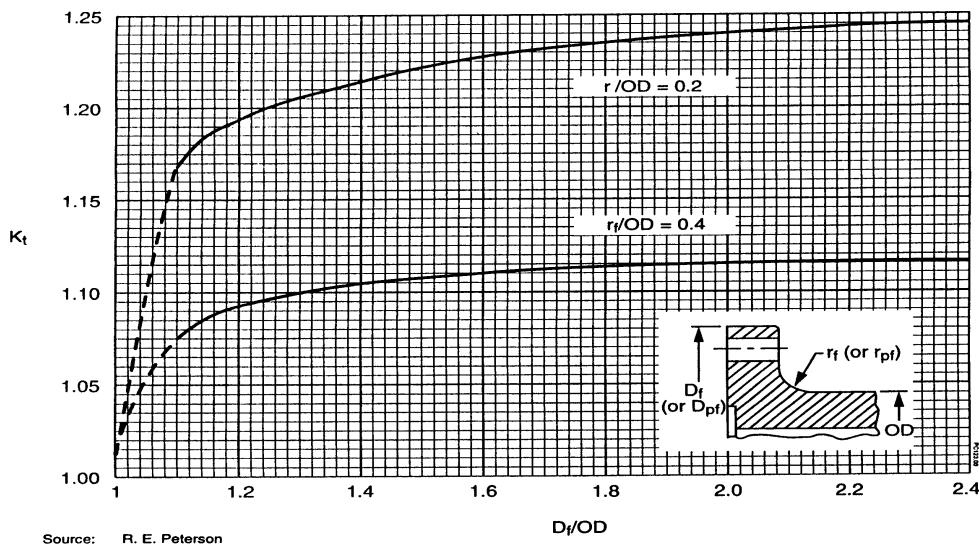


Fig. B.3 Stress concentration factor,  $K_t$  for torsion at flange fillet<sup>[35]</sup>

(3) 굽힘 동응력  $\sigma_{ab}$

$$\begin{aligned}\sigma_{ab} &= \frac{M_{bT} d_o}{2I} \\ &= \frac{64 d_o M_{bT}}{\pi (d_o^4 - d_i^4)} \quad (\text{중공축}) \\ &= \frac{64 M_{bT}}{\pi d_o^3} \quad (\text{중실축})\end{aligned}\tag{B.12}$$

여기서 첨자  $a$  는 동응력,  $b$  는 굽힘응력을 가리킨다. 그리고 수중축에 대해서는  $\sigma_{ab} \times K_b$  가  $4.2 \text{ kgf/mm}^2$  를 초과하지 않아야 한다.

(4) 비틀림 전단 동응력  $\tau_a$

축에 작용하는 동적 비틀림 전단응력은 프로펠러에 의해 발생되며, 블레이드 주파수에서 지배적으로 발생한다. 단, 디젤엔진 추진인 경우에는 주기적 엔진 토크가 또한 현저하게 발생하며, 초기 계산시에는 다음과 같이 근사값을 추정하여 사용한다.

$$\tau_a = 0.05 \tau_s \tag{B.13}$$

여기서  $\tau_s$  는 식 (B.3) 으로 주어지는 전단 정응력이다. 상세진동 계산에서 구한 값이 상기식으로 추정한 값보다 큰 경우에는 그 값으로 대체하여 계산을 재 수행하여야 한다.

(5) 합성 동응력  $\sigma_{aR}$

프로펠러 굽힘 동응력  $\sigma_{ab}$  와 비틀림 동응력  $\tau_{as}$  는 프로펠러 스트럿 베어링에서 발생한다. 비록 프로펠러 키 웨이(key way)가 베어링 안쪽까지 연장되어 있지 않아도 합성 동응력은 진동 전단응력에 대해 비틀림 응력 집중계수  $K_t$  를 포함하여 계산해야 하며, 다음과 같이 최대 전단이론(Tresca, Guest)에 따라 계산한다.

$$\sigma_{aR} = \{ (K_b \sigma_{ab})^2 + (2K_t \tau_a)^2 \}^{1/2} \quad (\text{B.14})$$

여기서  $K_b$  와  $K_t$  는 플랜지 필릿이나 키 홈과 같이 불연속 축에서 굽힘과 비틀림에 대한 응력 집중계수로서 각각  $r_f/D_o$  및  $D_f/D_o$  에 대한 값이고,  $r_f$  와  $D_f$  는 **Fig. B.4, B.5, B.6** 에 있는 바와 같으며 DDS 243에 따라서 구해진다.

3) 안전 계수(factor of safety)

합성 정응력  $\sigma_{sR}$  과 합성 동응력  $\sigma_{aR}$  을 이용하여 안전계수  $S_F$  를 구한다.

$$\frac{1}{S_F} = \frac{\sigma_{sR}}{\sigma_{YP}} + \frac{\sigma_{aR}}{\sigma_{FL}} \quad (\text{B.15})$$

$\sigma_{YP}$  와  $\sigma_{FL}$  은 **Table B.1** 에서 구한다.

## B.2.2 피복재로 용접하여 씌운 축

피복재로 용접하여 씌운 축 부위는 비균일 [ **B.1** 절의 21)항 참조 ] 한 것으로 고려해야 한다.

1) 정응력

(1) 비틀림 부하

피복재로 용접하여 씌운 축에 대한 비틀림 부하는 식 (B.1), (B.2a) 및 (B.2b) 를 이용하여 계산한다.

(2) 전단 정응력

축의 피복재 및 축 자체 소재의 특성을 고려하여 다음과 같이 계산한다.

① 피복재 외부표면의 전단 정응력

$$\tau_{sCW} = \frac{T_T d_{oCW} G_{CW}}{2 (I_{PCW} G_{CW} + I_{PBM} G_{BM})} \quad (\text{B.16a})$$

② 피복재와 원소재 접합부위의 전단 정응력

$$\tau_{sBM} = \frac{T_T d_{oBM} G_{BM}}{2(I_{PCW} G_{CW} + I_{PBM} G_{BM})} \quad (B.16b)$$

첨자  $CW$  : 피복재(clad weld inlay),  $BM$  : 원 소재(base metal)를 의미하고,

$G_{CW}$  : 피복재 전단계수,  $G_{BM}$  : 원 소재의 전단계수,

$d_{oCW}$  : 피복재 외경,  $d_{oBM}$  : 축 원소재 외경,

$I_{PCW}$  : 피복재의 단면 극 2 차 모멘트,

$I_{PBM}$  : 축 원소재의 단면 극 2 차 모멘트

이며,

$$I_{PCW} = \frac{\pi (d_{oCW}^4 - d_{oBM}^4)}{32} \quad (B.17a)$$

$$I_{PBM} = \frac{\pi (d_{oBM}^4 - d_i^4)}{32} \quad (B.17b)$$

$d_i$  는 축 내경이다.

(3) 추력 부하

피복재로 용접하여 씌운 축의 추력 부하는 일반축과 동일하게 식 (B.4) ~ 식 (B.7b)를 이용하여 계산할 수 있다.

(4) 압축 정응력

① 피복재 외경 표면에 미치는 압축 정응력

$$\sigma_{cCW} = \frac{T_T E_{CW}}{A_{CW} E_{CW} + A_{BM} E_{BM}} \quad (B.18a)$$

② 피복재와 추진축 원소재 사이의 압축 정응력

$$\sigma_{cBM} = \frac{T_T E_{BM}}{A_{CW} E_{CW} + A_{BM} E_{BM}} \quad (B.18b)$$

여기서  $E_{CW}$  와  $E_{BM}$  : 각각 피복재와 원소재의 종탄성계수,

$A_{CW}$  와  $A_{BM}$  : 각각 피복재와 원소재의 단면적  
이다.

#### (5) 합성 정응력

##### ① 피복재 외경 표면에 미치는 합성 정응력

$$\sigma_{sRCW} = \{\sigma_{cCW}^2 + (2\tau_{sCW})^2\}^{1/2} \quad (\text{B.19a})$$

##### ② 피복재와 추진축 원소재간의 합성 정응력

$$\sigma_{sRBM} = \{\sigma_{cBM}^2 + (2\tau_{sBM})^2\}^{1/2} \quad (\text{B.19b})$$

#### 2) 동응력

##### (1) 굽힘 모멘트

일반축과 같이 B.2.1절 2)의 제(1)항에 따라서 계산한다.

##### (2) 응력 집중계수

일반 축과 같이 B.2.1절 2)의 제(2)항에 따라서  $K_t$  와  $K_b$  를 Fig. B.1, B.2, B.3 을 이용하여 결정한다.

##### (3) 굽힘응력

##### ① 피복재 외경 표면에 미치는 굽힘 동응력

$$\sigma_{abCW} = \frac{M_T d_{oCW} E_{CW}}{2(E_{CW} I_{PCW} + E_{BM} I_{PBM})} \quad (\text{B.20a})$$

수중축에 대해서는  $K_b \times \sigma_{abCW}$  가  $8.4 \text{ kgf/mm}^2 (12,000 \text{ psi})$  를 초과하지 않아야 한다.

##### ② 피복재와 추진축 원소재 사이의 굽힘 동응력

$$\sigma_{abBM} = \frac{M_T d_{oBM} E_{BM}}{2(E_{CW} I_{PCW} + E_{BM} I_{PBM})} \quad (\text{B.20b})$$



수중축에 대해서는  $K_b \times \sigma_{abBM}$  이  $4.2 \text{ kgf/mm}^2$  ( $6,000 \text{ psi}$ )를 초과하지 않아야 한다.

③ 피복재의 극 단면 2차모멘트  $I_{PCW}$  와 추진축 원소재의 극 단면 2차모멘트  $I_{PBM}$ 을 계산한다.

$$I_{PCW} = \frac{\pi (d_{oCW}^4 - d_{oBM}^4)}{64} \quad (\text{B.21a})$$

$$I_{PBM} = \frac{\pi (d_{oBM}^4 - d_i^4)}{64} \quad (\text{B.21b})$$

#### (4) 비틀림 전단 동응력

상세한 진동계산에 의한 자료가 없을 경우에는 다음과 같이 계산한다.

① 피복재 외경 표면에 미치는 비틀림 전단 동응력

$$\tau_{aCW} = 0.05 \tau_{sCW} \quad (\text{B.22a})$$

② 피복재와 추진축 원소재 사이의 비틀림 전단 동응력

$$\tau_{aBM} = 0.05 \tau_{sBM} \quad (\text{B.22b})$$

상세한 진동계산에서 구한 값이 상기 식에서 추정된 값보다 큰 경우에는 그 값으로 대체하여 계산을 재 수행하여야 한다.

#### (5) 합성 동응력

① 피복재 외경 표면에 미치는 합성 동응력

$$\sigma_{aRCW} = \{(K_b \sigma_{abCW})^2 + (2K_t \tau_{aCW})^2\}^{1/2} \quad (\text{B.23a})$$

② 피복재와 추진축 원소재 사이의 합성 동응력

$$\sigma_{aRBM} = \{(K_b \sigma_{abBM})^2 + (2K_t \tau_{aBM})^2\}^{1/2} \quad (\text{B.23b})$$

### 3) 안전계수

#### (1) 피복재 외경 표면에 적용하는 안전계수

$$S_{FCW} = \frac{1}{\frac{\sigma_{sRCW}}{\sigma_{YPCW}} + \frac{\sigma_{aRCW}}{\sigma_{FLCW}}} \quad (\text{B.24a})$$

#### (2) 피복재와 추진축 원소재 사이의 안전계수

$$S_{FBM} = \frac{1}{\frac{\sigma_{sRBM}}{\sigma_{YPBM}} + \frac{\sigma_{aRBM}}{\sigma_{FLBM}}} \quad (\text{B.24b})$$

$\sigma_{YPCW}$ ,  $\sigma_{FLCW}$ ,  $\sigma_{YPBM}$ ,  $\sigma_{FLBM}$  는 **Table B.1**에서 구한다.

### B.2.3 가변 추진축계 응력

일반 선급에서도 가변 추진축계 설계에 대해서는 일반 요구사항과 꼭 필요한 상세 요구사항들이 주어져 있다. 특히 여기서 다루고 있는 가변 추진 장치의 축계는 어선 및 군용함정에 대부분 적용하고 있으나, 본 논문에서는 설계기준을 미 군사 규격(U.S. Military Specification, MIL-STD-2189(SH)) 및 각 선급 규정에 의거하여 작성하였다. 그리고 가변 추진축계에 대하여 다음과 같이 응력계산을 하였고, 현재 공급되어 있는 기존의 실적 선박을 이용하여 설계검증을 하였다.

#### 1) 프로펠러축 합성 정응력

$$\sigma_{sR} = (\sigma_{sc}^2 + 4\tau_s^2)^{1/2} \quad (\text{B.25})$$

여기서,  $\sigma_{sc}$  : 식 (B.8)로 주어지는 압축 정응력,

$\tau_s$  : 식 (B.3)으로 주어지는 전단 정응력

즉,

$$\sigma_{sc} = \frac{4F_T}{\pi(d_o^2 - d_i^2)} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} \quad (\text{B.26})$$

$$\begin{aligned} \tau_s &= \frac{1.2 T_m d_o}{2I_P} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} \\ &= \frac{T_T d_o}{2I_P} \text{ [kgf/mm}^2\text{]} \end{aligned} \quad (\text{B.27})$$

또한

$F_T$  : 식 (B.4)로 주어지는 추력

$d_o$  : 축 외경

$T_m$  : 식 (B.1)로 주어지는 정상 최대출력 토크

$I_P$  : 축의 단면 극 2 차 모멘트

$$F_T = \frac{75 \times 60 \times 60 \times \text{EHP}}{1852 V(1-t)} \text{ [kgf]} \quad (\text{B.28})$$

$$T_m = \frac{75 \times 1000 \times 60 \times \text{SHP}}{2\pi N} \text{ [kgf} \cdot \text{mm]} \quad (\text{B.29})$$

$$I_P = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32} \text{ [mm}^4\text{]} \quad (\text{B.30})$$

여기서,

EHP : 유효마력 [PS]

$V$  : 선박의 속력 [knot]

$t$  : 추력 감소계수

SHP : 축마력 [PS]

$N$  : 엔진 회전수 [rpm]

$d_i$  : 축 내경 [mm]

## 2) 프로펠러축 합성 동응력

$$\sigma_{aR} = \left\{ (K_b \sigma_{ab})^2 + (2K_t \tau_a)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{B.31})$$

여기서,

$K_b$  : **Fig. B.2** 에서 구하는 굽힘응력 집중계수

$\sigma_{ab}$  : 프로펠러에 미치는 굽힘 동응력으로서 식 (B.12)로 주어진다.

$K_t$  : **Fig. B.3** 에서 구하는 비틀림 전단응력 집중계수

$\tau_a$  : 프로펠러에 미치는 전단 동응력으로서 식 (B.13) 으로 주어진다.

즉,

$$\sigma_{ab} = \frac{M_{bT} d_o}{2I} \quad (\text{B.32})$$

$$\tau_a = 0.05 \tau_s \quad (\text{B.33})$$

또한,

$M_{bT}$  : 식 (B.11)로 주어지는 프로펠러 총 굽힘모멘트

$I$  : 단면 2차모멘트

$\tau_s$  : 식 (B.3)으로 주어지는 전단 정응력

### 3) 안전계수

안전계수  $S_F$  는 식 (B.15) 즉,

$$\frac{1}{S_F} = \frac{\sigma_{sR}}{\sigma_{YP}} + \frac{\sigma_{aR}}{\sigma_{FL}} \quad (\text{B.34})$$

으로 구하며,  $\sigma_{YP}$  와  $\sigma_{FL}$  은 **Table B.1** 에서 구하고, 이 안전계수는 **Table B.6** 에 보이는 바와 같이 수상 함정일 경우에는 최소 2.00 이상을 유지해야 한다.

## B.3 기타 축계 구성품의 응력

### B.3.1 잠수함 주축용 시일 슬리브 응력

잠수함 주축용 시일 슬리브 홈 부분의 응력은 합성 동응력보다 적어야 하고, 슬리브 소재에 대한 최대 허용응력은 다음 **Table B.7** 과 같다.

**Table B.7 Allowable maximum stress for sleeve material**<sup>[35]</sup>

슬리브 소재		최대 허용응력 kgf/cm <sup>2</sup> (psi)
Cu - Ni (70 - 30)		105.5 (1,500)
Ni-Cr-Mo-Nb 합금 625	단조(forged)	449.9 (6,400)
	주조(casting)	186.3 (2,650)

주축 시일 슬리브 홈의 합성 동응력은 다음 식과 같다.

(1) 슬리브 홈의 굽힘 동응력  $\sigma_{ab}$  는 비균일 보 해석에 기초를 두고 있다.

$$\sigma_{ab} = \frac{M_{bT} E_{SL} d_{oGR}}{2(E_{SL} I_{GR} + E_S I_S)} \quad (B.35)$$

여기서

$E_{SL}$  과  $E_S$  : 각각 슬리브와 축의 종탄성계수[kgf/mm<sup>2</sup>]

$d_{oGR}$  : 슬리브 홈의 외경 [mm]

$I_{GR}$  과  $I_S$  : 각각 슬리브 홈과 축의 단면 2차모멘트[mm<sup>4</sup>]

$$I_{GR} = \frac{\pi (d_{GR}^4 - d_o^4)}{64} \quad (B.36a)$$

$$I_S = \frac{\pi (d_o^4 - d_i^4)}{64} \quad (B.36b)$$

(2) 슬리브 홈의 전단 동응력  $\tau_a$  도 비균일 보 해석에 기초를 둔다.

$$\tau_a = \frac{0.05 T_T G_{SL} d_{GR}}{2 (G_{SL} I_{PGR} + G_S I_{PS})} \quad (B.37)$$

여기서,

$G_{SL}$  과  $G_S$  : 각각 슬리브와 축의 횡탄성계수[kgf/mm<sup>2</sup>]

$I_{PGR}$  과  $I_{PS}$  : 각각 슬리브 홈과 축의 극 단면 2차모멘트[mm<sup>4</sup>]

$$I_{PGR} = 2I_{GR} \quad (B.38a)$$

$$I_{PS} = 2I_S \quad (B.38b)$$

(3) 슬리브 홈의 합성 동응력은 다음과 같다.

$$\sigma_{aR} = \left\{ (K_b \sigma_{ab})^2 + (2K_t \tau_a)^2 \right\}^{1/2} \quad (B.39)$$

참고로 Cu-Ni(70-30)과 주조된 Ni-Cr-Mo-Nb alloy 625 는 예민한 노치부분은 없으므로 이러한 소재의 굽힘응력 집중계수 $K_b$  와 비틀림 응력 집중계수 $K_t$  는 1로 놓는다.

### B.3.2 키 소재용 허용 압축 및 전단응력

**Fig. B.4** 는 프로펠러 키에 대한 개략적인 구성도이며, **Fig. B.5** 는 선내에 설치되는 커플링 키의 구성도이다. **Table B.8** 과 **B.9** 는 각각 이 키 소재에 대한 허용 압축응력과 허용 전단응력이다.

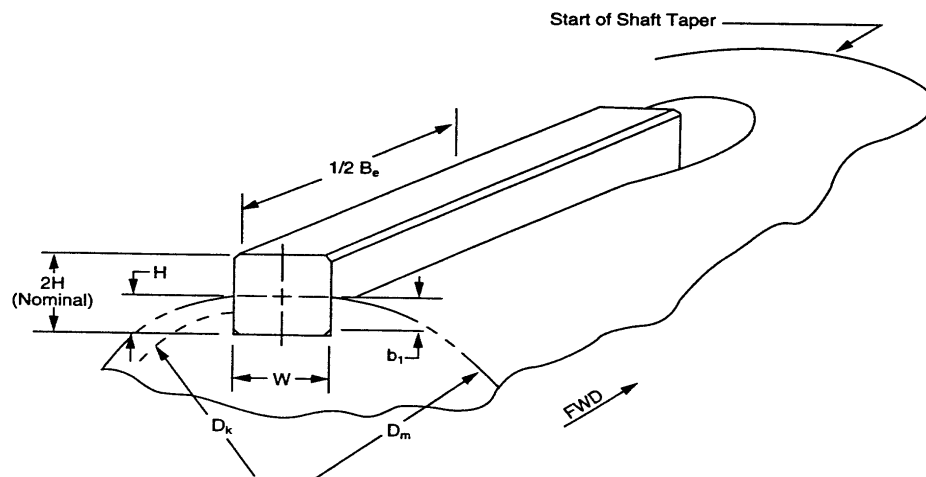


Fig. B.4 Propeller key<sup>[35]</sup>

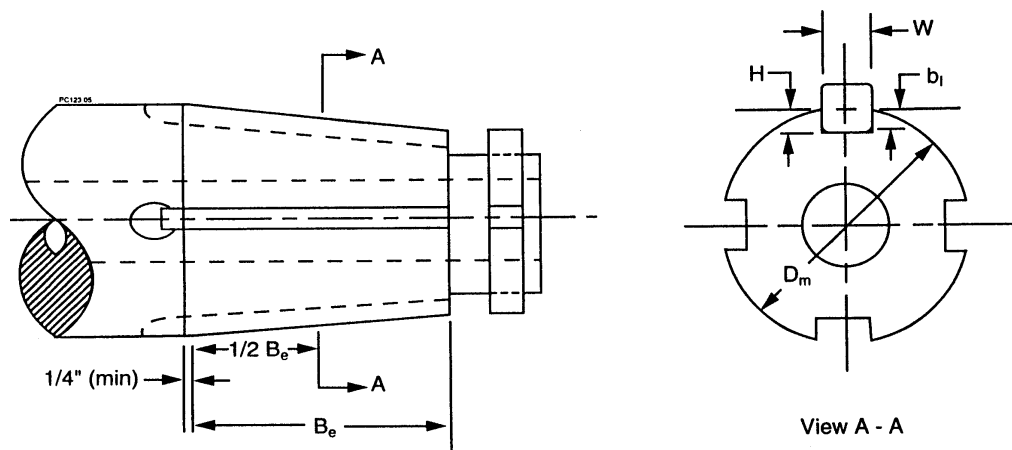


Fig. B.5 Inboard coupling key<sup>[35]</sup>

여기서,

$B_e$  : 키의 유효길이

$b_1$  : 키의 접촉 깊이 (키 홈 깊이  $H$  - 키 캠버  $C_h$ )

$D_k$  :  $\frac{B_e}{2}$  및  $\frac{b_1}{2}$ 에서의 직경

$D_m$  :  $\frac{B_e}{2}$ 에서 축 경사부의 직경

$H$  :  $\frac{B_e}{2}$ 에서 키 웨이의 깊이

$W$  : 키의 폭

$C_h$  : 키의 캠버

**Table B.8 Allowable compressive stress for key materials<sup>[35]</sup>**

재질		재질 사양	허용 압축응력 $\sigma_{cw}$	
			1개의 키에만 적용 kgf/cm <sup>2</sup> (psi)	2개 또는 그 이상의 키에 적용 kgf/cm <sup>2</sup> (psi)
Steel	class 1	MIL-S-23284	2,004 (28,500)	1,336 (19,000)
	class 2		1,687 (24,000)	1,125 (16,000)
	class 3		1,582 (22,500)	1,055 (15,000)
	class 4		1,265 (18,000)	844 (12,000)
Ni-Cu (monel)		QQ-N-281	1,898 (27,000)	1,265 (18,000)
Ni-Cu-Al (K-monel)		QQ-N-286	2,953 (42,000)	1,968 (28,000)
Ni-Al-Bronze		ASTM B150 Alloy C63000	1,687 (24,000)	1,125 (16,000)
Manganese bronze half-hard, rolled		ASTM B138	1,371 (19,500)	914 (13,000)
Steel, Class C Type I or II		MIL-S-24093	2,531 (36,000)	1,687 (24,000)



Table B.9 Allowable shearing stress for key materials<sup>[35]</sup>

재질		재질 사양	허용 전단응력 $\tau_w$	
			1개의 키에만 적용 kgf/cm <sup>2</sup> (psi)	2개 또는 그 이상의 키에 적용 kgf/cm <sup>2</sup> (psi)
Steel	class 1	MIL-S-23284	791 (11,250)	527 ( 7,500)
	class 2		580 ( 8,250)	387 ( 5,500)
	class 3		475 ( 6,750)	316 ( 4,500)
	class 4		369 ( 5,250)	246 ( 3,500)
Ni-Cu (monel)		QQ-N-281	548 ( 7,800)	366 ( 5,200)
Ni-Cu-Al (K-monel)		QQ-N-286	1,055 (15,000)	703 (10,000)
Ni-Al-Bronze		ASTM B150 Alloy C63000	422 ( 6,000)	281 ( 4,000)
Manganese bronze half-hard, rolled		ASTM B138	369 ( 5,250)	246 ( 3,500)
Steel, Class C Type I or II		MIL-S-24093	1,055 (15,000)	703 (10,000)

### B.3.3 추진축 커플링 볼트의 전단응력

추진축 커플링 볼트는 리머 볼트(reamer or fitted bolt) 이어야 하므로 전단  
응력만 고려하면 되고 다음과 같다.

$$\tau_{CB} = \frac{2 T_T}{z A d} \quad (B.40)$$

여기서

$T_T$  : 모든 토크 증가요인을 포함한 총 토크

$z$  : 볼트의 수

$A$  : 분할표면의 볼트 단면적

$d$  : 볼트 직경

커플링 볼트에 대한 최대 허용 전단응력은 항복강도 기준으로 계산해야 하며, 최소 안전계수는 축의 안전계수와 동일하게 하고 2 보다 작아서는 안 된다. 따라서 최대 전단응력에 따르면 MIL-S-24093의 강재를 이용한 수상함 용 커플링 볼트에 대한 최대허용 전단응력은  $1,758 \text{ kgf/cm}^2 (25,000 \text{ psi})$  이다.

참고로 MIL-S-24093 class C 의 최소 항복강도는  $7,030 \text{ kgf/cm}^2 (100,000 \text{ psi})$  이므로 최대 전단응력에 의한 전단강도는  $3,515 \text{ kgf/cm}^2 (50,000 \text{ psi})$  이고, 안전계수를 2 라고 하면 최대허용 전단응력은  $1,758 \text{ kgf/cm}^2 (25,000 \text{ psi})$  가 된다.

#### B.3.4 프로펠러 너트 및 축에 가공된 나사 밑 부분의 인장응력

프로펠러를 유압식 또는 전통적인 방법인 너트로 설치할 경우에는 프로펠러 너트 및 축에 가공된 나사 밑 부분(undercut)의 인장응력과 안전계수는 다음과 같다.

$$\sigma_U = \frac{F}{A_U} = \frac{4F}{\pi(d_U^2 - d^2)} \quad (\text{B.41})$$

$$S_{FU} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_U} \quad (\text{B.42})$$

이 때 축에 가공된 나사 밑 부분에 대한 안전계수는  $S_{FU} \geq 1.5$  이어야 한다.

여기서,

- $\sigma_U$  : 프로펠러 너트 및 축에 가공된 나사 밑 부분의 인장응력
- $F$  : 프로펠러 너트의 조임에 따른 최대 잠김상태의 힘
- $A_U$  : 프로펠러 너트 및 축에 가공된 나사 밑 부분의 축 단면적
- $d_U$  : 프로펠러 너트 및 축에 가공된 나사 밑 부분의 축 직경
- $d$  : 프로펠러축의 감소된 직경
- $S_{FU}$  : 프로펠러 너트 및 축에 가공된 나사 밑 부분의 안전계수
- $\sigma_{\max}$  : 최대 인장강도

## B.4 유압 조임식 커플링 설계

유압 조임식 커플링에는 주로 슬리브형과 플랜지형이 이용되고 있다. 여기에서는 본 유압 조임식 커플링 설계에 대하여 필요한 기본적인 자료 즉, 커플링 재질의 종류 및 특성, 안전계수 등의 제반 알려진 자료를 이용하여 축계 동력장치 시스템 구성에 따른 적합한 유압 조임식 커플링 설계에 대하여 설명하고자한다. [34], [37]~[41]

### B.4.1 커플링 구조

Fig. B.6 은 유압 조임식 커플링의 기본 배열인데, 여기서 각부 명칭과 기호는 다음과 같다.

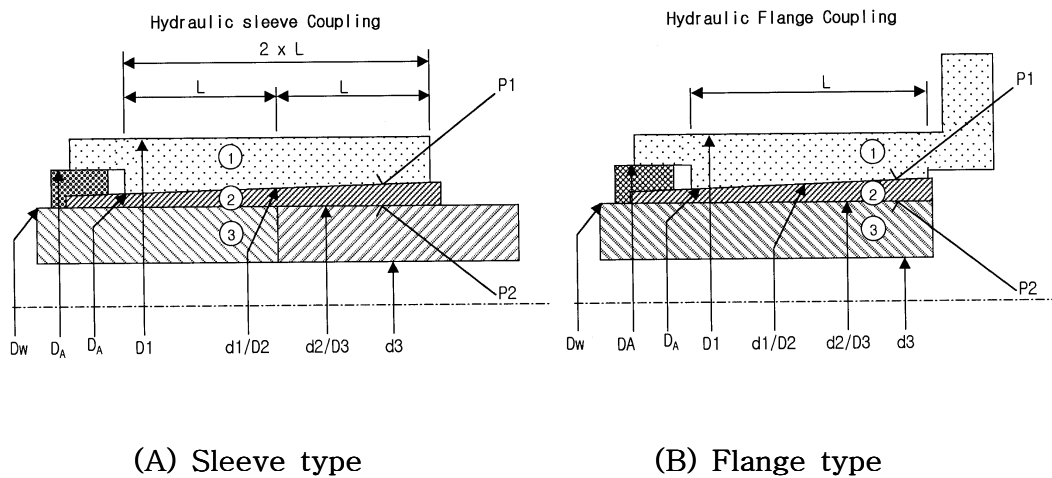


Fig. B.6 Hydraulic pressed coupling

- ① : 원추형(conical) 슬리브
- ② : 원추형 부싱

③ : 중공축

$D_1$  : ①의 외경 [mm]

$d_1$  : ①의 내경 [mm]

$D_2$  : ②의 외경 [mm]

$d_2$  : ②의 내경 [mm]

$D_3$  : ③의 외경 [mm]

$d_3$  : ③의 내경 [mm]

$L$  : 유압 조임시 접촉부의 길이 [mm]

$D_B$  : 커플링 바로 뒷부분에 있는 축의 외경 [mm]

$d_B$  : 커플링 바로 뒷부분에 있는 축의 내경 [mm],  $d_B = d_3$

$D_N$  : 너트 외경 [mm]

$D_{BC}$  : 커플링과 부싱의 접촉 시작점의 부싱 외경 [mm]

#### B.4.2 커플링 설계

##### 1) 축 토크 [식 (B.1)]

$$T_m = \frac{75 \times 1000 \times 60 \times \text{SHP}}{2\pi N} \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (\text{B.43})$$

여기서, SHP : 축마력 [PS],  $N$  : 축의 분당 회전수 [rpm] 이다.

##### 2) 안전계수를 고려한 원추형 부싱 ②와 중공축 ③ 사이의 접촉압력 $P_2$

$$P_2 = C_{SF} (P_{21}^2 + P_{22}^2)^{1/2} \quad [\text{kgf}/\text{mm}^2] \quad (\text{B.44})$$

여기서,

$C_{SF}$  : **Table B.4** 에서 주어지는 안전계수

$P_{21}$  : 토크 전달을 위한 필요 접촉압력

$P_{22}$  : 추력 전달을 위한 필요 접촉압력

$$P_{21} = \frac{2 \times T_m}{\mu \pi D_2^2 L} \text{ [kgf / mm}^2\text{]} \quad (\text{B.45a})$$

$$P_{22} = \frac{F_T}{\mu \pi D_2 L} \text{ [kgf / mm}^2\text{]} \quad (\text{B.45b})$$

$T_m$  : 식 (B.43)에서 주어지는 정상 최대출력 토크,  $\mu$  : 마찰계수,  $F_T$  는 다음의 식 (B.46) 으로 주어지는 프로펠러 총 추력이다.

$$F_T = \frac{75 \times 60 \times 60 \times \text{EHP}}{1852 V(1-t)} \text{ [kgf} \cdot \text{mm]} \quad (\text{B.46})$$

EHP : 유효마력 [PS],  $V$  : 선박의 속도 [knot],  $t$  : 추력 감소계수

3) 부싱 ②와 중공축 ③ 사이에 필요한 간극은 다음과 같다. 단, 이 때 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②는 일체라고 간주한다.

$$\delta_{23} = \frac{P_2 d_2}{E} \times \left\{ \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D_1}\right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{d_3}{D_3}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_3}{D_3}\right)^2} \right\} + C_R \text{ [mm]} \quad (\text{B.47})$$

여기서,

$C_R$  : 원추형 부싱 ②와 중공축 ③ 사이의 조립간극(mounting clearance)

$E$  : 종탄성계수

4) 상기 3)의  $\delta_{23}$  가 원추형 부싱 ②의 내경  $d_2$  와 동일하게 될 때 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②의 접촉압력은 다음과 같다.

$$P_{11} = \delta_{23} E \frac{1 - \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2}{2D_2 \left(\frac{d_2}{D_2}\right)} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.48})$$

5) 상기 4)번의  $P_{11}$  으로 인한 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ②의 팽창

$$\delta_1 = \frac{P_{11} D_2}{E} \times \left\{ \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D_1}\right)^2} + \frac{1 + \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{D_2}\right)^2} \right\} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.49})$$

6) 유압 조임식 커플링 조립시 축상 이동거리는 다음과 같다.

$$l_a = (\delta_1 + 8l_s) r_T \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.50})$$

여기서  $l_s$  는 접촉압력에 의한 면의 압축 간극이고,  $r_T$  는 테이퍼 비이다.

7) 유압 조임식 커플링이 결합된 상태에서 접촉압력  $P_2$  에 의해 원추형 슬리브 ①과 원추형 부싱 ② 사이에는 다음과 같은 반경응력이 발생하는데, 이 응력은 접촉압력과 동일하다.

$$P_{12} = \frac{P_2 \left\{ \left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1 \right\}}{\left(\frac{D_1}{d_2}\right)^2 - 1} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.51})$$

8) 슬리브 ①과 원추형 부싱 ② 사이의 접촉압력은 따라서

$$P_1 = P_{11} + P_{12} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.52})$$

9) 밀어 올리는 힘은

$$F_{DUP} = \pi d_1 P_1 L \left( \frac{1}{2r_T} + \mu_{DUP} \right) \quad [\text{kgf}] \quad (\text{B.53})$$

$\mu_{DUP}$  는 마찰계수이다.

10) 밀어 올리는 압력

$$P_{DUP} = \frac{4F_{DUP}}{\pi (D_N^2 - D_{BC}^2)} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.54})$$

11) 원추형 슬리브 ①의 외경 팽창량은 다음과 같다.

$$\delta_{SL} = \frac{2P_1 d_1 \left( \frac{d_1}{D_1} \right)}{E \left\{ 1 - \left( \frac{d_1}{D_1} \right)^2 \right\}} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.55})$$

12) 비틀림 전단응력

$$\tau(k) = k \times \frac{16 T_m}{\pi (D_1^4 - d_3^4)} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.56})$$

여기서  $k = D_1, d_1, D_2, d_2, D_3, d_3$

13) 프로펠러 추력에 의한 응력

$$\sigma_{TH} = - \frac{4F_T}{\pi (D_1^2 - d_3^2)} \quad [\text{kgf/mm}^2] \quad (\text{B.57a})$$

$$\sigma_y = \sigma_{TH} \quad (\text{B.57b})$$

14) 반경 및 접선응력

각 부분에 있어서 접선방향과 반경방향의 응력은 각각 다음과 같다.

(1) 반경방향 응력  $\sigma_r$   $[\text{kgf/mm}^2]$

$$\begin{aligned} \sigma_r(D_1) &= 0, & \sigma_r(d_1) &= -P_1, & \sigma_r(D_2) &= -P_1 \\ \sigma_r(d_2) &= -P_2, & \sigma_r(D_3) &= -P_2, & \sigma_r(d_3) &= 0 \end{aligned} \quad (\text{B.58})$$

여기서  $P_1$  은 상기 8)의 식 (B.52)이고,  $P_2$  는 상기 2)의 식 (B.44)이다.

(2) 접선방향 응력  $\sigma_t$  [kgf/mm<sup>2</sup>]

$$\begin{aligned}
 \sigma_t(D_1) &= \frac{2P_1}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1} \quad , \quad \sigma_t(d_1) = P_1 \frac{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_1}{d_1}\right)^2 - 1} \\
 \sigma_t(D_2) &= \frac{2P_2 - P_1 \left\{ \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 + 1 \right\}}{\left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 - 1} \quad , \\
 \sigma_t(d_2) &= \frac{P_2 \left\{ \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 + 1 \right\} - 2P_1 \left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2}{\left(\frac{D_2}{d_2}\right)^2 - 1} \quad (B.59) \\
 \sigma_t(D_3) &= -P_2 \frac{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 - 1} \quad , \quad \sigma_t(d_3) = -2P_2 \frac{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2}{\left(\frac{D_3}{d_3}\right)^2 - 1}
 \end{aligned}$$

15) 합성응력 [kgf/mm<sup>2</sup>]

상기 14)의 반경방향과 접선방향 응력을 합성한 응력은 다음과 같다.

$$\sigma_{1,2}(k) = \frac{\sigma_t(k) + \sigma_y}{2} \pm \left( \frac{\sigma_t(k) - \sigma_{TH}}{2} + \tau^2(k) \right)^{1/2} \quad (B.60)$$

$$\sigma_V(k) = \left[ \frac{\{\sigma_1(k) - \sigma_2(k)\}^2 + \{\sigma_2(k) - \sigma_r(k)\}^2 + \{\sigma_r(k) - \sigma_1(k)\}^2}{2} \right]^{1/2} \quad (B.61)$$

여기서  $k = D_1, d_1, D_2, d_2, D_3, d_3$  이고, 첨자 1, 2 는 (±) 와 부호동순이며, (+) 는 인장응력, (-) 는 압축응력을 가리킨다.



16) 커플링 바로 뒷부분에 있는 축에 미치는 응력[kgf/mm<sup>2</sup>], 즉 전단응력 $\tau_B$ , 반경방향 응력 $\sigma_{rB}$ , 접선방향 응력 $\sigma_{tB}$  및 추력에 의해 이 부분에 발생하는 응력 $\sigma_{TH}$  는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\tau_{oB} &= \frac{16 T_m D_B}{\pi (D_B^4 - d_B^4)}, \quad \tau_{iB} = \frac{16 T_m d_B}{\pi (D_B^4 - d_B^4)}, \quad \sigma_{roB} = \sigma_r(D_3) \\ \sigma_{riB} &= 0, \quad \sigma_{toB} = \sigma_t(D_3), \quad \sigma_{tiB} = \sigma_t(d_3), \quad \sigma_{TH} = -\frac{4F_T}{\pi (D_B^2 - d_B^2)}\end{aligned}\quad (B.62)$$

여기서 첨자  $o$  와  $i$  는 각각 중공축의 외경부와 내경부를 가리킨다.

17) 굽힘응력이 발생하는 부분에 있어서 인장부분을 $+\sigma_b$ , 압축부분을 $-\sigma_b$ 로 분리하여

$$\sigma_y = \sigma_b + \sigma_{TH} \quad (B.63)$$

라 놓고, 합성응력을 구하면 15)의 식 (B.60) 과 식 (B.61) 과 같다.

## B.5 가변 추진기용 추진축계 시스템 설계

가변 추진기용 추진축계 시스템 설계에 있어서 기본사항은 각각의 구성품에 미치는 적정응력 해석과 각 선급이나 특수사양에서 요구하는 안전계수를 선정한 다음, 여기에 맞추어 적정규격을 정하고 치수를 결정하여 추진 시스템 설계에 적용하는 일련의 모든 작업을 포함한다. [42] ~ [57]

### B.5.1 추진축계 설계를 위한 기본규정

문제로 되는 선박 형태에 가장 적합한 추진기 및 추진시스템 설계를 위하여 반드시 다음 내용들을 파악하여 설계에 적용해야 한다.

- 선박의 유형 및 크기에 대한 기본치수, 프로펠러 수(단축 또는 다축 여부)
- 원동기 유형, 만약 디젤엔진을 사용한다면 엔진 형식, 실린더 수, 2 또는 4행정 등
- 출력, 프로펠러 회전수, 선속, 만약 알 수 있으면 반류계수
- 적용 선급 또는 아이스 클래스(ice-class) 적용여부
- 축의 길이, 즉 프로펠러에서 후부격벽까지의 거리, 후부격벽에서 감속기 또는 엔진 플라이휠까지의 거리
- 기관실 또는 선미 쪽의 배열에 대한 도면을 구할 수 있으면 보다 정확한 설계 결과를 기대할 수 있다.

## B.5.2 추진축계 설계

### 1) 프로펠러 직경

프로펠러 직경을 산출하기 위하여 우선 다음 식을 이용하여 직경에 대한 계수  $C_{DP}$  를 구한다.<sup>[45]</sup>

$$C_{DP} = \frac{7DHP}{N^2 V_e} \quad (B.64)$$

여기서,

DHP : 전달마력,  $DHP \approx 0.97 \times BHP$

$N$  : 프로펠러 회전수 [rpm]

$V_e$  : 프로펠러 전진속도[knot]

$$V_e = V_a \frac{100w}{100}$$

$V_a$  : 선박속력 [knot]

$w$  : 반류계수 [%]

Fig. B.7 에서 각 점은 과거의 실적을 식 (B.64)에 대해 나타낸 것으로 이 점들을 최소자승법으로 처리하여 프로펠러 직경  $D_P$  를 식 (B.64)의  $C_{DP}$  에 대해 수식화 하면 다음과 같다.

$$D_P = 6.7222 C_{DP}^{0.24} \quad [\text{m}] \quad (\text{B.65})$$

가 된다. 이 방법은 일반적인 스크루형 추진시스템에 관한 것으로 특수 프로펠러(노즐 프로펠러, 슈퍼 캐비테이션 프로펠러, 반 잠수 프로펠러 등)에는 적용되지 않는다.

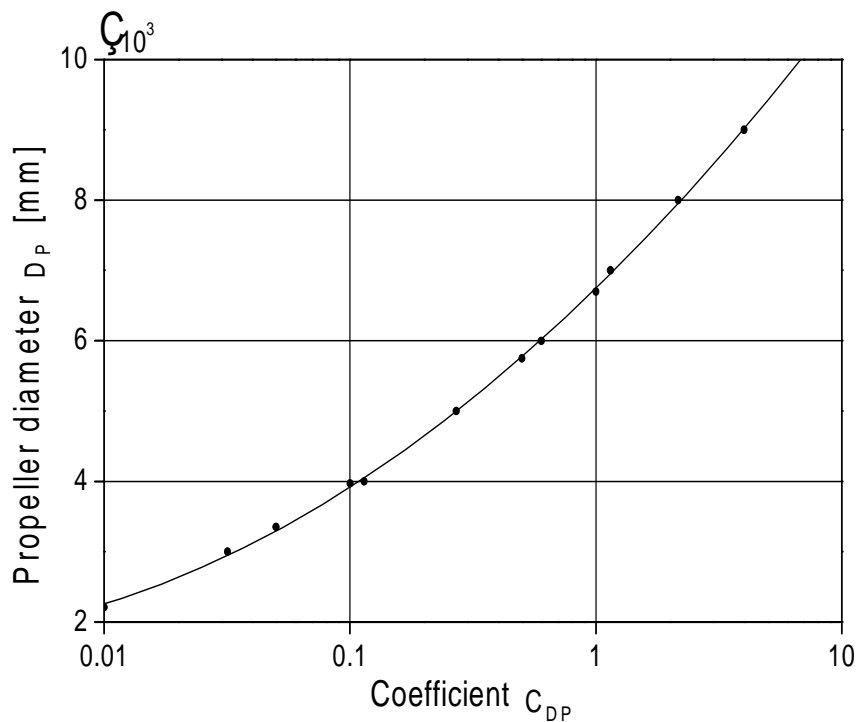


Fig. B.7 Diagram for approximate determination of optimum propeller diameter

## 2) 프로펠러 허브 크기

**Fig. B.8** 은 프로펠러 직경에 대한 허브 직경을 구하는 선도로서, 각 점은 과거의 실적을 프로펠러 직경에 대해 나타낸 것이다. 여기서 선도는 허브 형식에 따라 두 가지 경향을 보이는데, 상부는 칼라 베어링형, 하부는 트리니언 베어링형에 대한 것이다. 각 선도를 수식화하면 상부의 칼라 베어링형은

$$D_{HCOL} = 0.2983 D_P + 2.2222 \quad [\text{m}] \quad (\text{B.66a})$$

하부의 트리니언 베어링형은

$$D_{HTRN} = 0.2603 D_P - 2.2222 \quad [\text{m}] \quad (\text{B.66b})$$

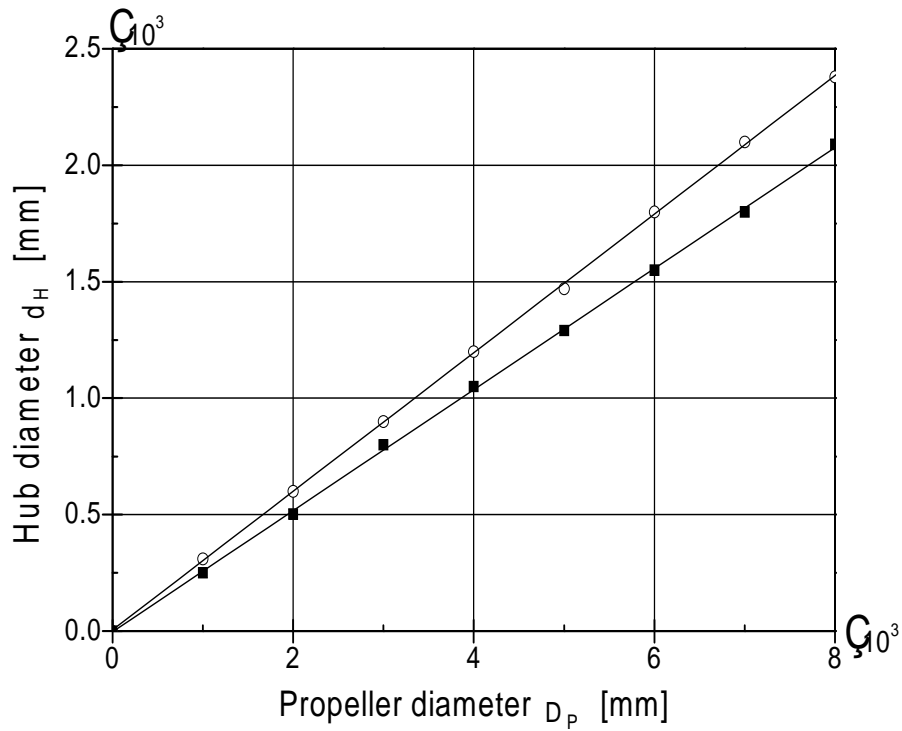
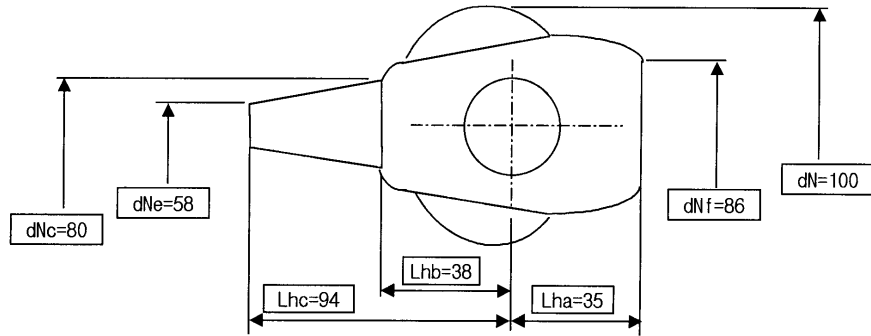


Fig. B.8 Diagram for approximate determination of hub size

또한, **Fig. B.9** 는 허브 각부의 주요치수를 허브 직경 $d_N$ 에 대한 백분율(%)로 나타낸 것이다.



**Fig. B.9** Main dimensions of the hub as a percentage of the nominal diameter  $d_N$

여기서,

$d_N$  : 허브 직경

$d_{Nf}$  : 허브의 플랜지 연결부 직경

$L_{ha}$  : 블레이드 중심에서 플랜지 연결부까지의 길이

$L_{hb}$  : 블레이드 중심에서 허브 콘 앞부분까지의 길이

$L_{hc}$  : 블레이드 중심에서 허브 콘 뒷부분까지의 길이

$d_{Ne}$  : 허브 콘의 뒷부분 직경

$d_{Nc}$  : 허브 콘의 앞부분 직경

### 3) 중간축 직경

선급규정에 의한 중간축 직경 산출식은 다음과 같다.

$$d_{INT} = Fk \left\{ \frac{BHP}{N} \times \frac{a}{\sigma_u + b} \times \frac{1}{1 - \left( \frac{d_i}{d_o} \right)^2} \right\}^{1/3} \quad [\text{m}] \quad (\text{B.67})$$

여기서,

$F$  : 엔진 형식에 따른 계수(선급규정)

$k$  : 중간축 형식에 따른 계수(선급규정)

BHP : 연속최대출력 [PS]

$N$  : 프로펠러 회전수 [rpm]

$a, b$  : 계수 (선급규정)

$\sigma_u$  : 축계 재료의 최소 인장강도 [kgf/mm<sup>2</sup>]

**Fig. B.10** 은 중간축 직경의 개략적인 값을 구하기 위한 선도로서, 직경비  $d_i/d_o = 0.65$ <sup>[11]</sup> 는 일정하게 놓고 계수  $F$  와  $k$  에 대해 작성한 것이다.

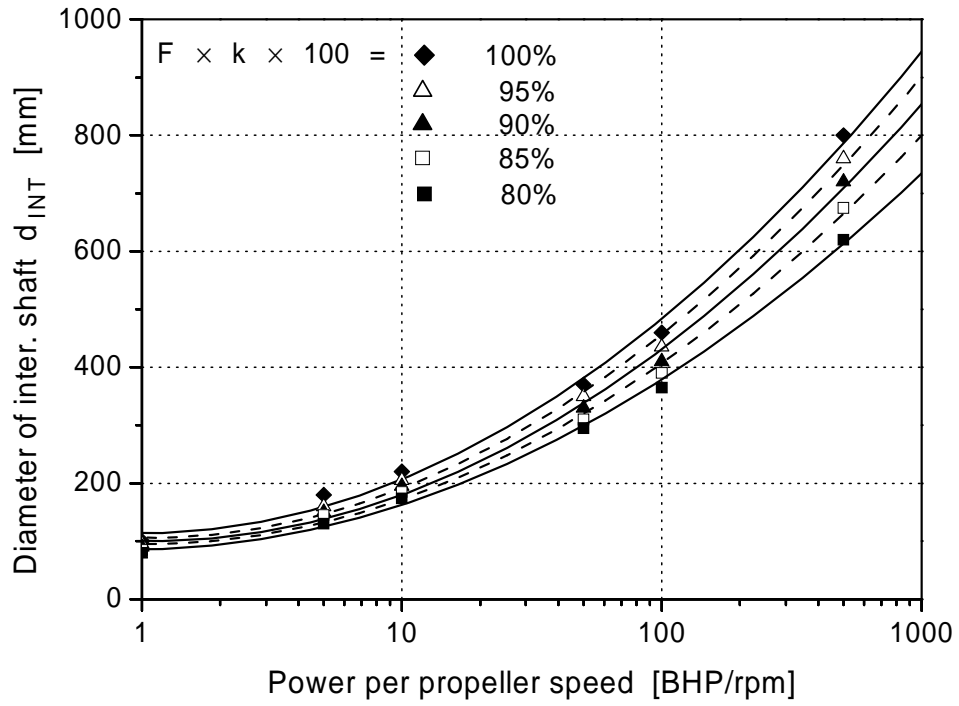


Fig. B.10 Diagram for approximate determination of OD box size and of line shaft diameter

각 선도를 수식화하면 위쪽 곡선부터 다음과 같다.

$$d_{INT} = 102.26 (\text{BHP} / N)^{0.3302}$$

$$d_{INT} = 94.395 (\text{BHP} / N)^{0.3344}$$

$$d_{INT} = 89.174 (\text{BHP} / N)^{0.3344}$$

$$d_{INT} = 85.110 (\text{BHP} / N)^{0.3322}$$

$$d_{INT} = 79.217 (\text{BHP} / N)^{0.3321}$$

(B.68)

#### 4) 프로펠러 축 직경

일반적으로 프로펠러 축의 직경은 중간축 직경에서 약 20~22% 정도 증가시켜 적용하도록 하고 있다(선급규정).

$$d_{PS} = (1.20 \sim 1.22) d_{INT} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.69})$$

#### 5) 분리형 머프 커플링 (split muff coupling)

일반적으로 이 형식의 커플링은 축 직경이 200 mm 이하인 소형 축계에 적용되며, **Fig. B.11** 은 분리형 머프 커플링에 작용하는 토크 및 접선력과 볼트에 미치는 힘의 방향을 보여주고 있다.

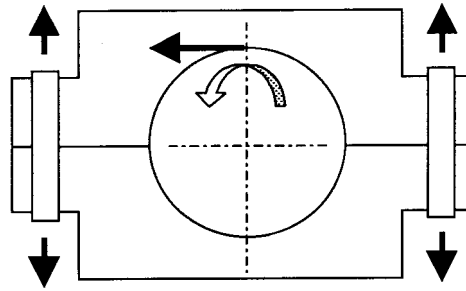


Fig. B.11 Direction of torque and force for Muff-coupling

##### (1) 토크

$$T_m = \frac{1000 \times 60 \times 75 \times \text{BHP}}{2\pi N} \quad [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \quad (\text{B.70})$$

##### (2) 축 접선력

$$F_t = \frac{2T_m}{D} \quad [\text{kgf}] \quad (\text{B.71})$$

여기서  $D$ 는 축 직경 [mm] 이다.



(3) 볼트 1개에 전달되는 힘

$$F_1 = \frac{F_t}{\mu z} \quad [\text{kgf}] \quad (\text{B.72})$$

여기서  $\mu$  는 마찰계수이고,  $z$  는 볼트 개수이며, **Table B.10** 은 축 직경에 대한 볼트 개수이다.

**Table B.10 Number of bolts based on shaft diameter**

축 직경 $D$	50	100	150	200	300
볼트의 수 $z$	4	6	8	10	12

(4) 분리형 머프 커플링용 볼트의 직경

$$d_{Bolt} = \left( \frac{4F_1}{\pi\sigma_{bu}} \right)^{1/2} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.73})$$

여기서  $\sigma_{bu}$  는 볼트 재질의 최소 인장강도이다.

(5) 조립 완료 후 볼트의 늘어남

$$\delta_{Bolt} = \frac{F_1 l}{AE} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.74})$$

여기서,

$A$  : 볼트의 단면적 [ $\text{mm}^2$ ]

$E$  : 볼트 재질의 종탄성계수 [ $\text{kgf}/\text{mm}^2$ ]

$l$  : 볼트의 총 길이 [ $\text{mm}$ ]

6) 추진축계 플랜지

(1) 중간축 플랜지 두께

$$t_m = 0.20D \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.75})$$

(2) 프로펠러 축 플랜지 두께

$$T_m = 0.25D_P \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.76})$$

여기서  $D$ : 중간축 직경,  $D_P$ : 프로펠러 축 직경

#### 7) 커플링 볼트

커플링 플랜지 조임용으로 사용되는 볼트의 직경  $d_{Bolt}$  는 다음 식에서 구한 치수보다 작지 않아야 한다.

$$d_{Bolt} = 0.65 \left\{ \frac{d_{INT}^3 \times (\sigma_u + 16.3)}{z D \sigma_{bu}} \right\}^{1/2} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.77})$$

여기서,

$d_{INT}$ : 중간축 직경 [mm]

$z$  : 하나의 커플링에 사용된 볼트 수

$D$  : 커플링 볼트 구멍의 피치 원주직경 [mm]

$\sigma_{bu}$  : 볼트 재질의 최소 인장강도 [kgf/mm<sup>2</sup>] ( $\sigma_u < \sigma_{bu} < 1.7\sigma_u$ )

$\sigma_u$  : 축 재질의 최소 인장강도 [kgf/mm<sup>2</sup>]

- 커플링 볼트의 재질은 연신율 16% 이상의 강재이어야 한다.
- 일반적인 볼트에 미치는 응력은 볼트 재질 항복강도의 70%를 초과하지 않아야 한다.
- 최악의 부하상태인 최대 토크에서의 전단응력은 볼트 재질 최소규정 인장강도의 50%보다 적어야 한다.

#### 8) 키 및 키 홈

키의 허용 설계응력에 대한 안전계수는 키의 허용 전단응력  $\tau_{ak}$  의 경우 항복강

도의 5배 정도, 키의 허용 압축응력 $\sigma_{ak}$ 의 경우 극한강도의 5배 정도 확보한다는 것을 기준으로 한다.

키의 유효길이 $B_e$ 는 (Fig. B.4, B.5 참조)

프로펠러 키에 대해서

$$B_e = L_t - 203.2H \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.78a})$$

선내 커플링 키에 대해서

$$B_e = L_t - 6.35H \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.78b})$$

폭 $W$  및 키의 접촉 깊이  $b_1$ 은 각각 다음과 같다.

$$W_m = \frac{2T_T}{z_K B_e D_m \tau_{aK}} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.79})$$

$$b_{1m} = \frac{2T_T}{z_K B_e D_k \sigma_{aK}} \quad [\text{mm}] \quad (\text{B.80})$$

여기서,

$L_t$  : 축 경사(taper)의 길이                       $z_K$  : 키의 수  
 $\tau_{aK}$  : 키의 허용 전단응력               $\sigma_{aK}$  : 키의 허용 압축응력

### B.5.3 설계예시

Fig. B.12는 다음과 같은 자료를 이용하여 작성한 설계예시이다.

- (1) 엔진의 연속최대출력      BHP = 8,802 PS
- (2) 프로펠러 회전수               $N = 289 \text{ rpm}$
- (3) 선박의 속력                       $V = 23.8 \text{ knots}$
- (4) 반류계수                           $w = 2\%$
- (5) 축재질의 최소 인장강도       $\sigma_u = 60.0 \text{ kgf/mm}^2$

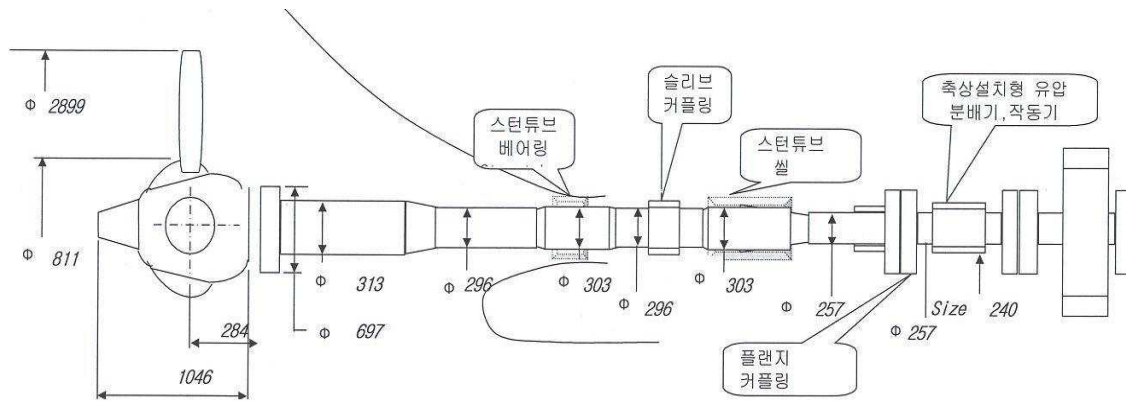


Fig. B.12 Example of design calculation for CPP shafting system